

## Electric power steering apparatus

**Patent number:** DE10049570

**Publication date:** 2002-04-18

**Inventor:** SHIMIZU YASUO (JP); OHYAMA YASUHARU (JP);  
TERADA YASUHIRO (JP); YONEDA ATSUHIKO (JP);  
WATANABE KATSUJI (JP); YAMAWAKI SHIGERU (JP)

**Applicant:** HONDA MOTOR CO LTD (JP)

**Classification:**

- international: B62D5/04

- european: B62D5/04; B21K1/76R; B62D3/12

**Application number:** DE20001049570 20001006

**Priority number(s):** JP19990288843 19991008; JP19990330648 19991119;  
JP19990336837 19991126; JP19990347893 19991207

**Also published as:**



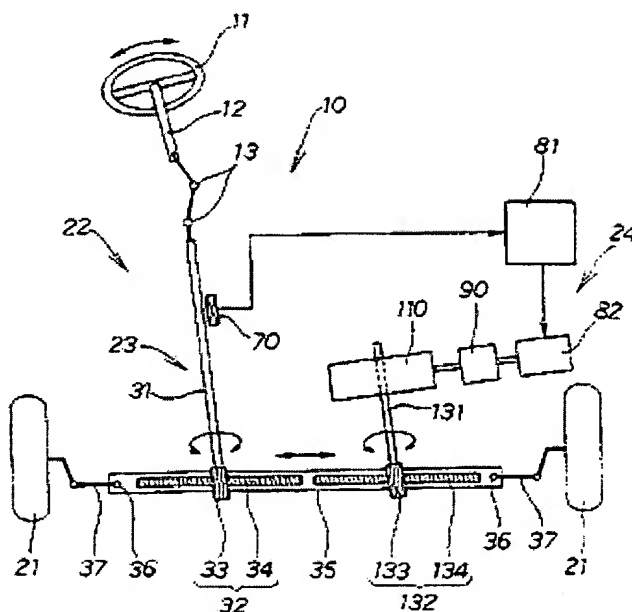
US6543569 (B1)

GB2354989 (A)

Abstract not available for DE10049570

Abstract of corresponding document: **US6543569**

An electric power steering apparatus comprising a rack shaft having two racks, a first rack-and-pinion mechanism for transferring a steering torque to the rack shaft, and a second rack-and-pinion mechanism for transferring an assist torque to the rack shaft. The second rack-and-pinion mechanism includes a pinion and a rack both being helical gears so that a large torque can be transmitted to the rack shaft. Teeth of the pinion and rack are arc profiled. The arc profiled teeth mesh with each other through a large contact area of concave and convex surfaces thereof and hence with a reduced contact pressure compared to involute profiled teeth. The arc profiled teeth thus have increased surface fatigue strength, bending strength and bending fatigue strength and can transmit an assist torque sufficiently to the rack shaft. Moreover, they have durability sufficient to withstand a torque load of a motor inertia



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

BEST AVAILABLE COPY



19 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

12 Offenlegungsschrift  
10 DE 100 49 570 A 1

51 Int. Cl. 7:  
B 62 D 5/04

21 Aktenzeichen: 100 49 570.2  
22 Anmeldetag: 6. 10. 2000  
43 Offenlegungstag: 18. 4. 2002

DE 100 49 570 A 1

30 Unionspriorität:

P 11-288843	08. 10. 1999	JP
P 11-330648	19. 11. 1999	JP
P 11-336837	26. 11. 1999	JP
P 11-347893	07. 12. 1999	JP

71 Anmelder:

Honda Giken Kogyo K.K., Tokio/Tokyo, JP

74 Vertreter:

Weickmann & Weickmann, 81679 München

72 Erfinder:

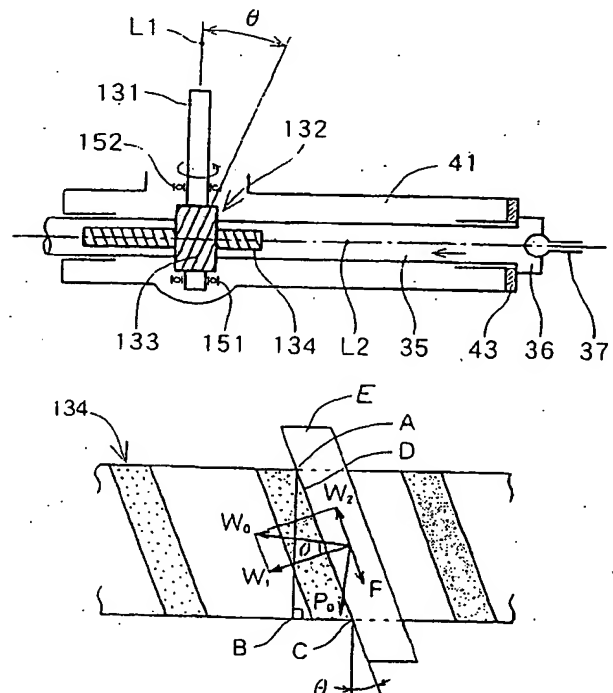
Shimizu, Yasuo, Wako, Saitama, JP; Ohyama, Yasuharu, Wako, Saitama, JP; Terada, Yasuhiro, Wako, Saitama, JP; Yamawaki, Shigeru, Wako, Saitama, JP; Yoneda, Atsuhiko, Wako, Saitama, JP; Watanabe, Katsuji, Wako, Saitama, JP

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Rechercheantrag gem. Paragraph 43 Abs. 1 Satz PatG ist gestellt

54 Elektrische Servolenkvorrichtung

57 Eine elektrische Servolenkvorrichtung umfasst eine Zahnstange (35) mit zwei Stangenverzahnungen (34, 134), einen ersten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus (32) zum Übertragen eines Lenkdrehmoments auf die Zahnstange sowie einen zweiten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus (132) zum Übertragen eines Hilfsdrehmoments auf die Zahnstange. Der zweite Zahnstangen- und Ritzelmechanismus umfasst ein Ritzel (133) und eine Stangenverzahnung (134), die beide Schraubverzahnungen sind, sodass ein großes Drehmoment auf die Zahnstange übertragen werden kann. Die Zähne des Ritzels und der Stangenverzahnung sind bogenprofiliert. Die bogenprofilierten Zähne kämmen miteinander durch eine große Kontaktfläche ihrer konkaven und konvexen Oberflächen und daher mit einem reduzierten Kontaktdruck im Vergleich zu einem Evolventenzahnprofil. Die bogenprofilierten Zähne haben somit eine erhöhte Oberflächenermüdungsfestigkeit, Biegesteifigkeit und Biegeermüdungsfestigkeit und können ein Hilfsdrehmoment zufriedenstellend auf die Zahnstange übertragen. Ferner sind sie ausreichend dauerhaft, um eine Motorträgheits-Drehmomentlast auszuhalten.



DE 100 49 570 A 1

## Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft allgemein eine elektrische Servolenkvorrichtung und insbesondere eine Verbesserung in einem Zahnstangen- und Ritzelmechanismus, der in einer solchen elektrischen Servolenkvorrichtung verwendet wird.

[0002] Elektrische Servolenksysteme werden allgemein verwendet, um das Lenken leichter zu machen, indem eine zum Drehen eines Lenkrads erforderliche Kraft (nachfolgend als Lenkkraft bezeichnet) reduziert wird. Elektrische Servolenksysteme verwenden einen Elektromotor zum Erzeugen eines Hilfsdrehmoments entsprechend dem Lenkdrehmoment, und übertragen dieses Hilfsdrehmoment auf den Zahnstangen- und Ritzelmechanismus des Lenksystems, wie z. B. in der japanischen Patent-Offenlegungsschrift (kokai) Nr. SHO-61-160359 gelehrt.

[0003] Die offenbarte elektrische Servolenkvorrichtung umfasst eine einzelne Zahnstange, die zum kämmenden Eingriff mit ersten und zweiten Ritzeln ausgeführt ist, um hierdurch rechte und linke gelenkte Räder zu lenken. Das durch die Drehung eines Lenkrads erzeugte Lenkdrehmoment wird über das erste Ritzel auf die Zahnstange übertragen, während ein von einem Elektromotor erzeugtes Hilfsdrehmoment über das zweite Ritzel auf die Zahnstange übertragen wird. Die Zahnstange lenkt die gelenkten Räder durch das kombinierte Lenkdrehmoment und Hilfsdrehmoment. Da bei der herkömmlichen elektrischen Servolenkvorrichtung der Zahnstangen- und Ritzelmechanismus zur Übertragung des Lenkdrehmoments von dem Zahnstangen- und Ritzelmechanismus zur Übertragung des Hilfsdrehmoments getrennt ist, kann jeder Zahnstangen- und Ritzelmechanismus vorteilhaft so hergestellt werden, dass er eine geringere Festigkeit als ein einheitlicher Zahnstangen- und Ritzelmechanismus aufweist.

[0004] Ein Kraftfahrzeuglenksystem besitzt gewöhnlich auch einen Anschlagmechanismus, um den maximalen Drehwinkel der gelenkten Räder zu begrenzen. Insbesondere besitzt dieser Anschlagmechanismus einen Stangenverzahnungs-Endanschlag, der an jedem Längsende des Gehäuses angebracht ist, in dem die Zahnstange verschiebbar aufgenommen ist, und beispielsweise ist an jedem Ende der Zahnstange ein Kugelgelenk angebracht. Wenn sich die Zahnstange über einen bestimmten Weg verschiebt, berührt das Kugelgelenk den Stangenverzahnungs-Endanschlag. Der maximale Drehwinkel der gelenkten Räder wird somit durch Begrenzung der Bewegung der Zahnstange begrenzt.

[0005] Wenn sich die Zahnstange über einen bestimmten Weg verschiebt, wird deren Weiterbewegung durch den Anschlagmechanismus unterbunden. Beim Stopp der Zahnstange erhält das zweite Ritzel durch Motorträgheit ein Drehmoment, das proportional zum Quadrat eines Untersetzungsgetriebeverhältnisses ist, und dieses erhält ein größeres Unterstützungsmoment als es bei Normalbetrieb der Fall ist. Das Hilfsdrehmoment wird hierbei maximal und größer als das Lenkdrehmoment. Daher muss der zweite Zahnstangen- und Ritzelmechanismus eine Festigkeit haben, die ausreicht, dem maximalen Drehmoment zu widerstehen. Zu diesem Zweck könnte man vorschlagen, jede Komponente mit vergrößerter Festigkeit herzustellen, wobei aber dies ein größeres Zahnstangen- und Ritzelmodul und qualitativ hochwertige Materialien erfordert, wodurch der Zahnstangen- und Ritzelmechanismus von der Abmessung her groß und teuer wird.

[0006] Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es daher, eine elektrische Servolenkvorrichtung mit einem ersten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus zur Übertragung eines Lenkdrehmoments und einem separaten zweiten Zahn-

stangen- und Ritzelmechanismus zum Übertragen eines Hilfsdrehmoments anzugeben, deren Festigkeit und Haltbarkeit ausreicht, einer Drehmomentlast von Motorträgheit zu widerstehen.

5 [0007] Nach einem Aspekt der vorliegenden Erfindung wird eine elektrische Servolenkvorrichtung vorgeschlagen, welche umfasst: eine Zahnstange zum Lenken gelenkter Räder, wobei die Zahnstange eine ersten Stangenverzahnung und eine zweite Stangenverzahnung aufweist, die axial ge-  
10 trennt davon vorgesehen sind; einen ersten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus zum Übertragen eines Lenkdrehmoments, das durch Drehen eines Lenkrads erzeugt wird, auf die Zahnstange; einen Elektromotor zum Erzeugen eines Hilfsdrehmoments entsprechend dem Lenkdrehmoment;  
15 und einen zweiten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus, der aus einem Ritzel und der zweiten Stangenverzahnung aufgebaut ist, zum Übertragen des Hilfsdrehmoments über einen Zahn-Untersetzungsmechanismus auf die Zahnstange, wobei das Ritzel und die Stangenverzahnung des zweiten  
20 Zahnstangen- und Ritzelmechanismus beide Schraubverzahnungen sind, wobei eine der Schraubverzahnungen ein Zahnprofil aufweist, bei dem zumindest eine Zahnkopffläche ein Kreisbogen ist, der allgemein auf einer Referenzabwärlinie zentriert ist, wobei die andere der Schraubverzahnungen ein Zahnprofil aufweist, bei dem zumindest eine Zahnflußfläche ein Kreisbogen ist, der allgemein auf der Referenzabwärlinie zentriert ist.

[0008] Da die Stangenverzahnung und das Ritzel aus Schraubverzahnungen gebildet sind, kann der zweite Zahnstangen- und Ritzelmechanismus ein größeres Drehmoment übertragen als eine herkömmliche Geradverzahnung.

[0009] Das Zahnprofil des Ritzels und der Stangenverzahnung des zweiten Zahnstangen und Ritzelmechanismus der vorliegenden Erfindung ist ein gekrümmter Bogen. Weil ein herkömmliches Evolventenzahnprofil konvex ist, ist der Eingriff in einem Verzahnungspaar ein Kontakt zwischen zwei konvexen Oberflächen. Mit dem Bogenkrümmungs-  
30 Zahnprofil der vorliegenden Erfindung kommt es jedoch zu einem Eingriff in einem Verzahnungspaar als Kontakt zwischen einer konvexen Oberfläche und einer konkaven Oberfläche. Die Kontaktfläche ist daher vergrößert, und der Kontaktdruck ist auf angenähert 1/6 jenes eines Evolventenzahnprofils reduziert. Durch diese Verwendung eines Bogenkrümmungs-Zahnprofils in der Stangenverzahnung und dem Ritzel des zweiten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus sind die Oberflächenermüdungsfestigkeit, die Biegefestigkeit und die Biegeermüdungsfestigkeit größer als bei einem Evolventenzahnprofil. Das bedeutet, dass der Zahnstangen- und Ritzelmechanismus unserer Erfindung das  
35 kombinierte Drehmoment zufriedenstellend übertragen kann, auch wenn dieses Hilfsdrehmoment von dem Motor größer als bei Normalbetrieb des Motors ist.

[0010] Da es nur ein fahrerseitiges Lenkdrehmoment überträgt, erhält der erste Zahnstangen- und Ritzelmechanismus kein Lenkdrehmoment, das, im Vergleich zu einem solchen unter normalen Fahrzuständen, extrem groß ist, auch wenn die Zahnstange gestoppt wird. Es ist daher nicht erforderlich, die Festigkeit des Mechanismus zu erhöhen.

[0011] Wenn die gelenkten Räder bis zum maximalen Lenkwinkel nach rechts oder links gedreht werden und die Zahnstange auf den Stangenverzahnungs-Endanschlag trifft, d. h. wenn sich die Zahnstange bis zum Ende ihres Bewegungsbereichs bewegt, bleibt die Zahnstange sofort stehen. Weil das Drehmoment hierbei ein Stoßdrehmoment und kein statisches Drehmoment ist, ist das Drehmoment signifikant höher als während normalen Fahrbedingungen. Weil jedoch der Schraubwinkel des schraubverzahnten Ritzels kleiner als der Schraubverzahnungs-Reibwinkel ist, wirkt kein Axi-

alldruck auf das Ritzel. Der auf das Ritzel wirkende Axialdruck ist nur eine extrem schwache Kraft, die während normalen Bedingungen auftritt, wenn die Stangenverzahnung nicht am rechten oder linken Ende ihres Bereichs anschlägt.

[0012] Der Zahn-Untersetzungsmechanismus der vorliegenden Erfindung ist bevorzugt eine Kombination von Antriebs- und Abtriebszahnrad, bei denen die Zahnoberflächen des Antriebszahnrad und/oder die Zahnoberflächen des Abtriebszahnrad mit einer reibungsmindernden Materialschicht beschichtet sind und das Antriebszahnrad und das Abtriebszahnrad spielfrei in Eingriff stehen. Eine Beschichtung mit einem Material mit niedrigem Reibungskoeffizienten kann erreicht werden, indem man eine Beschichtung aus einem Material mit niedrigem Reibkoeffizienten aufträgt oder indem man die Zahnoberfläche mit einem Material mit niedrigen Reibkoeffizienten imprägniert.

[0013] Durch diesen spielfreien Eingriff von Antriebszahnrad und Abtriebszahnrad kommt es zu keinem Spiel zwischen dem Antriebs- und Abtriebszahnrad, und ein auf Motorträger zurückgehendes Aufprallmoment geht nicht von der Antriebsart-Zahnoberfläche auf die Abtriebsrad-Zahnoberfläche über. Ferner sind die Zahnoberflächen von einem oder beiden des Antriebszahnrad und des Abtriebszahnrad mit einem Material mit niedrigem Reibungskoeffizienten beschichtet. Durch Senken des Reibkoeffizienten zwischen den Zahnoberflächen der Antriebs- und Abtriebszahnrad mittels dieser Beschichtung kann der Kraftübertragungswirkungsgrad erhöht werden, obwohl kein Spiel zwischen den Antriebs- und Abtriebsrädern vorhanden ist.

[0014] Es ist weiter bevorzugt, einen Drehmomentbegrenzer zwischen dem Motor und den Zahn-Untersetzungsmechanismus einzusetzen, um die Übertragung eines Hilfsdrehmoments, welches eine bestimmte Grenze überschreitet, von den Motor auf den Untersetzungsmechanismus zu begrenzen. Wenn die Zahnstange auf den Stangenverzahnungs-Endanschlag trifft, wird kein übermäßiges Drehmoment als Reaktion auf den Motor erzeugt, und es wird kein übermäßiges Drehmoment zur Lastseite hin übertragen.

[0015] Es ist noch weiter bevorzugt, einen Lenkdrehmomentsensor zum Erfassen von Lenkdrehmoment vorzusehen. Noch weiter bevorzugt ist der Lenkdrehmomentsensor ein Magnetostriktionssensor zum Erfassen von Magnetostriktion der Ritzelwelle des Zahnstangen- und Ritzelmechanismus. Unter Verwendung eines solchen Lenkdrehmomentsensors ist es nicht erforderlich, die Eingangswelle der Länge nach zweizuteilen und diese zwei Teile unter Verwendung einer Torsionsstange zu verbinden, wie es der Fall ist, wenn das Lenkdrehmoment unter Verwendung des Verfahrens einer herkömmlichen elektrischen Servolenkvorrichtung erfasst wird. Es ist daher auch möglich, die Eingangswelle länger zu machen. Die Bearbeitungspräzision nimmt mit größerer Länge der Ritzelwelle zu, und das Ritzel und die Zahnstangen stehen daher noch genauer in Eingriff. Es besteht eine besonders starke Korrelation zwischen der Eingriffspräzision und dem Kraftübertragungswirkungsgrad in einem Zahnstangen- und Ritzelmechanismus mit einem Bogenkrümmungs-Zahnprofil, und daher ist eine Verbesserung der Eingriffspräzision wichtig.

[0016] Noch weiter ist das Ritzel und/oder die Stangenverzahnung des Zahnstangen- und Ritzelmechanismus in der vorliegenden Erfindung bevorzugt ein geschmiedetes oder anderweitig plastisch bearbeitetes Teil. Daher verbleiben keine Bearbeitungsspuren auf der Zahnoberfläche, wie es der Fall ist, wenn die Zahnoberflächen herkömmlich spanend bearbeitet werden, und die Oberflächenrauigkeit der Zähne ist glatt. Somit ist die Reibkraft von gleitgefährdeten Zahnflächen reduziert, und der Kraftübertragungswirkungsgrad des Zahnstangen- und Ritzelmechanismus ist größer.

[0017] Weil ferner das Ritzel und die Zahnstange plastisch bearbeitete Teile sind, wird keine Restspannung in den Zahnoberflächen erzeugt, wie es bei spanender Bearbeitung der Fall ist, und daher kommt es zu weniger Verformung während der Härtung. Daher kann eine gute Zahnoberfläche mit niedriger Spannung erreicht werden, ohne das Zahnprofil nach dem Härten zu korrigieren. Anders gesagt, weil diese Teile plastisch bearbeitet werden, ist der Oberflächenrauigkeitszustand der Zähne gut, während nur wenig Spannung vom Härten oder Werkzeugspuren verbleiben. Zusätzlich wird die Festigkeit erhöht, weil eine Faserstruktur, die kontinuierlich entlang dem Zahnprofil fließt, durch die plastische Bearbeitung erreicht wird, und die Biegefestigkeit und die Abnutzungsbeständigkeit sind größer im Vergleich zu spanend bearbeiteten Verzahnungen, in denen die Faserstruktur unterbrochen ist.

[0018] Durch Bearbeitung der Zähne der Stangenverzahnung und des Ritzels zu einem Bogenkrümmungs-Zahnprofil und Erreichen dieses Bogenkrümmungs-Zahnprofils in den Zahnstangen und Ritzeln durch Schmieden oder andere plastische Bearbeitungstechnik, wird der Kontaktdruck reduziert, wird ein guter Oberflächenrauigkeitszustand erreicht, und kann eine Unterbrechung des durch das Schmierfluid gebildeten Ölfilms verhindert werden. Somit kann eine elektrische Servolenkvorrichtung mit wenig Motorleistungsverlust vorgesehen werden, weil der Kontaktwiderstand zwischen Zahnoberflächen signifikant reduziert werden kann und der Kraftübertragungswirkungsgrad des Zahnstangen- und Ritzelmechanismus verbessert ist.

[0019] Ferner ist es unter Verwendung von Schmiedestücken oder anderweitig plastisch bearbeiteten Komponenten für das Ritzel und die Stangenverzahnung mit Bogenkrümmungs-Zahnprofil möglich, eine elektrische Servolenkvorrichtung mit verbesserten mechanischen Eigenschaften in diesen Materialien, weniger Spannung an der Zahnbasis, reduzierter Abnutzung und herausragender Festigkeit und Haltbarkeit vorzusehen.

[0020] Noch weiter bevorzugt ist die Zahnstange, an der die Stangenverzahnung ausgebildet ist, derart aufgebaut, dass die Rückseite an der Seite, die der mit der daran ausgebildeten Stangenverzahnung gegenüberliegt, zu dem Ritzel hin durch einen Einstellbolzen über ein zwischengeschaltetes Zahnstangenführungselement und eine Druckfeder gedrückt wird, insbesondere derart, dass der Einstellbolzen direkt gegen die Rückseite des Zahnstangenführungselements drückt, wenn das Ritzel und die Stangenverzahnung in Eingriff stehen.

[0021] Ein guter Eingriff zwischen dem Ritzel und der Stangenverzahnung bleibt als Ergebnis des Zahnstangenführungselements erhalten, welches die Zahnstange konstant zu dem Ritzel drückt, und der Kraftübertragungswirkungsgrad des Zahnstangen- und Ritzelmechanismus kann somit stabilisiert werden. Ein Hilfsdrehmoment von dem Motor kann besonders effizient von dem Ritzel auf die Zahnstange auch während Hochlastzuständen übertragen werden, wie etwa dann, wenn die Räder bei stehendem Fahrzeug gedreht werden. Im Vergleich zur Verwendung eines herkömmlichen Evolventenzahnprofils ist daher ein kleineres Hilfsdrehmoment erforderlich, und es kann eine elektrische Servolenkvorrichtung mit geringem Stromverbrauch vorgesehen werden.

[0022] Ferner ist die Abnutzung der Zahnoberfläche reduziert, weil das Bogenkrümmungs-Zahnprofil durch Schmieden oder ein anderes plastisches Bearbeitungsverfahren geformt ist. Es ist daher möglich, eine elektrische Servolenkvorrichtung anzugeben, die einen Zahnstangen- und Ritzelmechanismus mit geringem Spiel aufweist, auch ohne mittels einer Einstellfeder Druck auszuüben.

[0023] Weil ferner das Zahnprofil von Stangenverzahnung und Ritzel wie oben beschrieben ein gekrümmter Bogen ist, ist die Kontaktfläche der in Eingriff stehenden Zähne größer als bei einem Evolventenzahnprofil. Weil der Kontaktdruck sinkt, ist auch das Gleiten der Zahnoberfläche glatter. Man kann auch ein gutes Lenkgefühl in dem Lenkrad erhalten, obwohl ein Einstellbolzen die Zahnstange direkt stützt, so dass sie die Zahnstange in Reaktion auf die starke Kraft, die orthogonal zur Längsachse erzeugt wird, nicht zurückbewegen wird, wenn ein hohes Moment durch Motorträgheit auf den Zahnstangen- und Ritzelmechanismus einwirkt.

[0024] Die Zahnstange, an der die Stangenverzahnung ausgebildet ist, ist kippfrei und in Längsrichtung verschiebbar in einem Gehäuse aufgenommen. Eine Kippkraft wirkt auf die Zahnstange ein, wenn das Ritzel und die Stangenverzahnung Schraubverzahnungen sind, wobei aber diese Kippwirkung auf die Zahnstange in der vorliegenden Erfindung unterbunden wird. Daher kann ein guter Eingriff zwischen dem Ritzel und der Stangenverzahnung beibehalten werden.

[0025] Insbesondere ist die Rückseite der Zahnstange gegenüber der Oberfläche, an der die Stangenverzahnung ausgebildet ist, konvex, und es ist eine Stangenführung angeordnet, die ein konkaves Ende zum Kontaktieren der konvexen Rückseite an Kontaktstellen aufweist und die konvexe Rückseite der Zahnstange zur Stangenverzahnung hin drückt. Diese Kontaktstellen sind in Relation zur Zahnstange, die von dem Gehäuse gehalten wird, so gesetzt, dass das konkave Ende das Kippen des konvexen Teils der Zahnstange beschränkt, wenn eine Kippkraft auf die Zahnstange wirkt. Die Zahnstange ist hierdurch so aufgenommen, dass sie in dem Gehäuse nicht kippen kann.

[0026] Die Zahnstangenführung drückt bevorzugt das Führungselement mit dem konkaven Ende zur Seite der Zahnstange hin, und zwar mittels eines Einstellbolzens und einer zwischengeschalteten Druckfeder. Der Einstellbolzen drückt direkt auf die Rückseite der Oberfläche, an der das konkave Ende gebildet ist, zu dem Führungselement, wenn das Ritzel und die Stangenverzahnung in Eingriff stehen.

[0027] Wenn ein Drehmoment von dem Ritzel auf die Stangenverzahnung während des Lenkens übertragen wird, wirken Kräfte auf die Zahnstange in der Richtung der Längsachse und in der hierzu orthogonalen Richtung. Weil der Einstellbolzen direkt gegen die Rückseite des Führungselements drückt, kann sich die Stangenverzahnung in Folge der Kraft in der Längsachsenrichtung nicht zurückbewegen. Daher kann immer ein guter Eingriff zwischen dem Ritzel und der Stangenverzahnung beibehalten werden. Ferner ist, als Ergebnis des Bogenkrümmungs-Zahnprofils, die Kontaktfläche groß und der Kontaktdruck zwischen den Eingriffsflächen ist reduziert, und das Gleiten zwischen den Zahnoberflächen ist daher glatter.

[0028] Noch weiter bevorzugt sind ein Halteteil, durch das die Zahnstange mittels zwischenliegender Lager an einem Gehäuse gehalten ist, und ein Stangenverzahnungs-Bildungsteil, an dem die Stangenverzahnung gebildet ist, an der Zahnstange angeordnet. Der zur Achse des Stangenverzahnungs-Bildungsteils orthogonale Querschnitt ist ein Kreisquerschnitt mit gleichem Durchmesser wie das Halteteil, und der Abstand von der Mitte dieses Kreisquerschnitts zu der Referenzabwärtslinie ist auf eine bestimmte Dimension gesetzt. Die tatsächliche Zahnbreite der Stangenverzahnung ist größer als die Zahnbreite der Stangenverzahnung, die durch diese spezifische Dimension bestimmt ist.

[0029] Indem man somit die Zahnbreite der Stangenverzahnung tatsächlich größer macht als die Zahnbreite der herkömmlichen Zahnstange, wird die mechanische Festigkeit (Biegefestigkeit und Tragfestigkeit) der Stangenverzahnung

verbessert, und es kann ein Zahnstangen- und Ritzelmechanismus mit einer ausreichenden Festigkeit erreicht werden, welche die Drehmomentenlast durch Motorträgheit aushält. Die Starrheit des Teils der Zahnstange, an dem die Stangenverzahnung nicht ausgebildet ist, braucht nur vergleichbar einer herkömmlichen Zahnstange sein, weil sie lediglich verschoben wird, um während des Lenkens die Räder zu verlagern. Das Gewicht der Zahnstange kann auch beschränkt werden, weil es lediglich erforderlich ist, die Zahnbreite der Stangenverzahnung zu erhöhen.

[0030] Es ist weiter bevorzugt, die Zahnbreite der an der Zahnstange ausgebildeten Stangenverzahnung größer zu machen als den Durchmesser der Zahnstange in dem Teil, wo die Stangenverzahnung nicht ausgebildet ist.

[0031] Bestimmte bevorzugte Ausführungen der vorliegenden Erfindung werden nachfolgend im Detail hier als Beispiel unter Bezug auf die beigefügten Zeichnungen beschrieben, worin:

[0032] Fig. 1 ist eine schematische Ansicht mit Darstellung einer elektrischen Servolenkvorrichtung nach der vorliegenden Erfindung;

[0033] Fig. 2A und 2B beschreiben das Prinzip, wodurch ein magnetostriktiver Drehmomentsensor, der als in Fig. 1 als der Lenkdrehmomentsensor benutzt wird, arbeitet;

[0034] Fig. 3 ist ein Überblick über die elektrische Servolenkvorrichtung von Fig. 1;

[0035] Fig. 4 ist eine vergrößerte Schnittansicht entlang Linie 4-4 von Fig. 3, mit Darstellung eines Lenkmechanismus;

[0036] Fig. 5 ist eine vergrößerte Schnittansicht entlang Linie 5-5 von Fig. 3, mit Darstellung eines Drehmoment-Unterstützungsmechanismus;

[0037] Fig. 6 ist eine vergrößerte Schnittansicht entlang Linie 6-6 von Fig. 5;

[0038] Fig. 7 ist eine vergrößerte Schnittansicht des in Fig. 6 gezeigten Drehmomentbegrenzers;

[0039] Fig. 8A bis Fig. 8D zeigen einen zweiten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus, bei dem das Ritzel und die Stangenverzahnung Schraubverzahnungen sind;

[0040] Fig. 9A bis 9C zeigen einen Betrieb von Ritzel und Zahnstange mit Schraubverzahnung;

[0041] Fig. 10A und 10B zeigen eine Variante des Zahnstangen- und Ritzelmechanismus von Fig. 9A;

[0042] Fig. 11 ist eine Schnittansicht einer Variante des verzahnten Untersetzungsmechanismus;

[0043] Fig. 12 ist eine Schnittansicht entlang Linie 12-12 von Fig. 11;

[0044] Fig. 13 ist eine schematische Ansicht mit Darstellung eines Drehmoment-Unterstützungsmechanismus nach einer zweiten Ausführung der vorliegenden Erfindung;

[0045] Fig. 14 ist eine Teil-Perspektivansicht der Zahnstange in der zweiten Ausführung;

[0046] Fig. 15 ist eine vergrößerte Schnittansicht entlang Linie 15-15 von Fig. 14;

[0047] Fig. 16 zeigt die Herstellungsschritte für die in Fig. 15 gezeigte Zahnstange;

[0048] Fig. 17 ist ein schematisches Diagramm des Zahnprofils von Ritzel und Stangenverzahnung in der zweiten Ausführung;

[0049] Fig. 18 ist eine Perspektivansicht einer Zahnstange, die zum Vergleich mit der Zahnstange in der zweiten Ausführung gezeigt ist;

[0050] Fig. 19 ist eine Schnittansicht entlang Linie 19-19 von Fig. 18;

[0051] Fig. 20 zeigt, wie die in Fig. 19 gezeigte Zahnstangenbreite erhalten wird;

[0052] Fig. 21 ist eine schematische Ansicht einer elektrischen Servolenkvorrichtung nach einer dritten bevorzugten

Ausführung der vorliegenden Erfindung;

[0053] Fig. 22 ist eine vergrößerte Schnittansicht entlang Linie 22-22 von Fig. 21;

[0054] Fig. 23 ist eine vergrößerte Schnittansicht entlang Linie 23-23 von Fig. 21;

[0055] Fig. 24 ist eine Schnittansicht des Lenkmechanismus nach der dritten Ausführung;

[0056] Fig. 25 ist eine Schnittansicht eines Drehmoment-Unterstützungsmechanismus der dritten Ausführung;

[0057] Fig. 26 ist eine Schnittansicht des Zahnstangen- und Ritzelmechanismus und eines Zahnstangenführungsmechanismus in einer dritten bevorzugten Ausführung;

[0058] Fig. 27 zeigt die Wirkung der in Fig. 26 gezeigten Zahnstange und Zahnstangenführung;

[0059] Fig. 28 ist eine Schnittansicht mit Darstellung der Wirkung des in Fig. 26 gezeigten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus und der Zahnstangenführung;

[0060] Fig. 29 ist eine Perspektivansicht einer Variante der dritten Ausführung;

[0061] Fig. 30 ist eine Schnittansicht des Zahnstangen- und Ritzelmechanismus und der Zahnstangenführung unter Verwendung der in Fig. 29 gezeigten Zahnstange;

[0062] Fig. 31 ist eine Schnittansicht mit Darstellung der Wirkung des Zahnstangen- und Ritzelmechanismus und der in Fig. 30 gezeigten Zahnstangenführung; und

[0063] Fig. 32 ist eine Schnittansicht einer anderen Variante der dritten Ausführung, wobei ein Kontaktteil der Zahnstangenführung ein Rotationskörper ist.

[0064] Die folgende Beschreibung ist eher beispielhafter Natur und soll die Erfindung, deren Anwendung oder Gebrauche keineswegs einschränken.

[0065] Zu Fig. 1. Eine elektrische Servolenkvorrichtung 10 nach der vorliegenden Erfindung umfasst einen Lenkmechanismus 23, der in einem Lenksystem 22 vorgesehen ist, das von einem Lenkrad 11 eines Fahrzeugs (nicht gezeigt) zu gelenkten Rädern 21, 21 reicht, und einen Drehmoment-Unterstützungsmechanismus 24, um dem Lenkmechanismus 23 ein Hilfsdrehmoment zuzuführen.

[0066] In der elektrischen Servolenkvorrichtung ist das Lenkrad 11 über eine zwischengeschaltete Lenkwelle 12 und Universalgelenke 13 mit einer Eingangswelle 31 gekoppelt. Ein erster Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 32 ist mit der Eingangswelle 31 verbunden. Rechte und linke gelenkte Räder 21 sind über rechte und linke Spurstangen 37 mit den Enden des Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 32 verbunden.

[0067] Der erste Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 32 umfasst ein erstes Ritzel 33, das an der Eingangswelle 31 angebracht ist. Die Zahnstange 35 besitzt eine Stangenverzahnung 34, die mit einem Ritzel 33 kämmt.

[0068] Der Drehmoment-Unterstützungsmechanismus 24 umfasst einen Lenkdrehmomentsensor 70 zum Erfassen eines Lenkdrehmoments, welches in dem Lenksystem durch Drehen des Lenkrads 11 erzeugt wird, sowie einen Elektromotor 82 zum Erzeugen eines Hilfsdrehmoments auf der Basis eines von dem Lenkdrehmomentsensor 70 erfassten Signals, sowie einen zweiten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 132, der, über einen Drehmomentbegrenzer 90 und einen Zahn-Untersetzungsmechanismus 110, mit einem Elektromotor 82 verbunden ist. Der Lenkdrehmomentsensor 70 ist an dem Lenkmechanismus 23 angebracht.

[0069] Der zweite Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 132 umfasst ein zweites Ritzel 133, das an einer Ritzelwelle 131 angeordnet ist, sowie eine zweite Stangenverzahnung 134, die zum kämmenden Eingriff mit dem zweiten Ritzel 133 ausgebildet ist. Das heißt, die erste Stangenverzahnung 34 und die zweite Stangenverzahnung 134 sind mit Abstand voneinander an der einzigen Zahnstange 35 vorgesehen.

[0070] In der so angeordneten elektrischen Servolenkvorrichtung 10 wird ein Lenkdrehmoment, das von einem das Lenkrad drehenden Fahrer erzeugt wird, durch die Eingangswelle 31 und den ersten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 32 auf die Zahnstange 35 übertragen.

[0071] Insbesondere wird das Lenkdrehmoment, welches von dem Lenkrad 11 auf das Lenksystem 22 ausgeübt wird, von dem Lenkdrehmomentsensor 70 erfasst. Auf der Basis dieses Erfassungssignals erzeugt ein Steuergerät 81 ein Steuersignal, welches bewirkt, dass der Motor 32 entsprechend dem Lenkdrehmoment ein Hilfsdrehmoment erzeugt. Das erzeugte Hilfsdrehmoment wird durch einen Drehmomentbegrenzer 90, einen Zahn-Untersetzungsmechanismus 110, eine Ritzelwelle 131 und den zweiten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 132 auf die Zahnstange 35 übertragen. Somit werden die gelenkten Räder 21, 21 unter Verwendung des kombinierten Drehmoments, d. h. des Lenkdrehmoments, das durch Drehen des Lenkrads 11 erzeugt wird, in Kombination mit dem Hilfsdrehmoment von dem Motor 82, gelenkt.

[0072] Die Fig. 2A und 2B zeigen das Prinzip des Lenkdrehmomentsensors 70, der in der elektrischen Servolenkvorrichtung nach der vorliegenden Erfindung benutzt wird.

[0073] Der in dieser bevorzugten Ausführung verwendete Lenkdrehmomentsensor 70 ist ein magnetostriktiver Drehmomentsensor, der eine elektrische Wicklung verwendet, um die Magnetostriktion elektrisch zu erfassen, die gemäß dem auf die Eingangswelle 31 wirkenden Drehmoment erzeugt wird, das eine Magnetostriktionscharakteristik hat, die einer Stahlstange ähnlich ist. Ein Drehmomentsensor vom Magnetostriktionstyp dieser Bauart wird z. B. in der japanischen Patentoffenlegungsschrift (kokai) Nr. HEI-6-221940 gelehrt. Der Lenkdrehmomentsensor 70 wird weiter unten beschrieben.

[0074] Der in Fig. 2A gezeigte Lenkdrehmomentsensor 70 besitzt eine Erregungswicklung 71 und eine Erfassungswicklung 72, die jeweils im Wesentlichen die gleiche Größe haben und grundlegend 8-förmig gestaltet sind, im Wesentlichen koaxial und orthogonal zueinander gestapelt sind, um einen Magnetkopf 73 zu bilden, der nahe dem Außenumfang der Eingangswelle 31 angeordnet ist. Anders gesagt, die 8-förmig gestaltete Erregungswicklung 71 ist in Bezug auf den Außenumfang der Eingangswelle 31 angeordnet, und die 8-förmig gestaltete Erregungswicklung 72 ist auf die Erregungswicklung 71 mit einer 90 Grad Phasenverschiebung zur Erregungswicklung 71 gestapelt. Der geradlinige Teil der 8-förmigen Konfiguration der Erregungswicklung 71 ist im Wesentlichen parallel zur Außenseite der Eingangswelle 31 oder im Wesentlichen parallel zur Achsrichtung der Eingangswelle 31. Auch in Fig. 2A gezeigt sind eine Erregungsspannungsquelle 74 und ein Ausgangsspannungsverstärker 75.

[0075] Wenn eine hochfrequente Wechselspannung (Erregungsspannung) im Bereich von 20 kHz bis 100 kHz von der Erregungsspannungsquelle 74 der Erregungswicklung 71 zugeführt wird, wird eine Wechselspannung mit der gleichen Frequenz wie der Erregungsspannung aus der Erfassungswicklung 72 entsprechend der Magnetostriktion der Eingangswelle 31 in Antwort auf das Lenkdrehmoment erhalten. In Abhängigkeit von der Richtung des auf die Eingangswelle 31 wirkenden Drehmoments ist die Phase dieser Ausgangsspannung zur Phase der Erregungsspannung entweder gleich oder entgegengesetzt. Die Amplitude der Ausgangsspannung ist proportional zur Höhe des Drehmoments. Es ist daher möglich, die Größe und Richtung des Drehmoments durch synchrone Kommutation der Ausgangsspannung in Bezug auf die Phase der Erregungsspannung zu erfassen.



[0076] Die Ausgangsspannung wird dann durch den Ausgangsspannungsverstärker 75 verstärkt und dem Steuergerät 81 als Erfassungssignal von dem Lenkdrehmomentsensor 70 zugeführt.

[0077] Anzumerken ist, dass die oben beschriebene Konfiguration an die Magnetisierungskraft der Eingangswelle 31 angepasst werden kann, indem man lediglich die Windungsanzahl in der Erregungswicklung 71 und der Erfassungswicklung 72 erhöht oder senkt, um sicherzustellen, dass die Spulen in den Erregungs- und Erfassungswicklungen 71, 72 zueinander abwechselnd sind.

[0078] Der in Fig. 2B gezeigte Lenkdrehmomentsensor 70 besitzt zwei Magnetköpfe 73, die jeweils eine Erregungswicklung 71 und eine Erfassungswicklung 72 aufweisen. Diese zwei Magnetköpfe 73 sind nahe dem Außenumfang der Eingangswelle 31 und zur Achse der Eingangswelle 31 symmetrisch angeordnet. In diesem Fall verstärkt der Ausgangsspannungsverstärker 75 die Differenz zwischen den Erfassungssignalen von den Erfassungswicklungen 72 zum Erhalt eines Lenkdrehmomentsignals, das durch Änderungen der Umgebungstemperatur signifikant unbeeinflusst ist.

[0079] Unter Verwendung des in Fig. 2B oder Fig. 2B gezeigten Lenkdrehmomentsensors 70 in einer elektrischen Servolenkvorrichtung nach der vorliegenden Erfindung ist es nicht notwendig, die Eingangswelle 31 in zwei Längsteile zu unterteilen und diese zwei Teile unter Verwendung einer Torsionsstange zu verbinden, wie es der Fall ist, wenn das Lenkdrehmoment unter Verwendung des Verfahrens einer herkömmlichen elektrischen Servolenkvorrichtung erfasst wird. Zusätzlich zur Vereinfachung der Eingangswelle 31 ist es daher auch möglich, die Länge der Eingangswelle 31 zu vergrößern. Ferner ist es leichter, die Eingangswelle 31 in die Bearbeitungsmaschine einzusetzen, wenn das an der Eingangswelle 31 angeordnete Ritzel erste 33, wie in Fig. 1 gezeigt, bearbeitet wird. Die Präzision spanender Bearbeitung ist daher höher, und daher können das erste Ritzel 33 und die erste Stangenverzahnung 34 so hergestellt werden, dass sie präzise eingreifen. Der Kraftübertragungswirkungsgrad des Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 32 ist daher verbessert.

[0080] Fig. 3 ist eine Übersicht der kompletten elektrischen Servolenkvorrichtung nach dieser ersten Ausführung der vorliegenden Erfindung. Anzumerken ist, dass die Zahnstange 35 dieser elektrischen Servolenkvorrichtung 10 in einem Gehäuse 41 derart aufgenommen ist, dass sie entlang der Achsrichtung der Zahnstange 35 gleiten kann.

[0081] Auf jedes Ende der Zahnstange 35, das in Achsrichtung aus dem Gehäuse 31 vorsteht, ist ein Kugelgelenk 36 aufgeschraubt. Mit diesen Kugelgelenken 36 sind rechte und linke Spurstangen 37 verbunden. Das Gehäuse 41 besitzt Träger 42 zum Anbringen der elektrischen Servolenkvorrichtung 10 an dem Chassis (in der Figur nicht gezeigt), und einen Anschlag 43 an jedem Ende in der Achsrichtung.

[0082] Wenn sich die Zahnstange 35 über einen bestimmten Weg nach rechts verschiebt, berührt das Zahnstangenende 38, das ist die Kontaktfläche des linken Kugelgelenks 36, den Anschlag 43. Wenn sich die Zahnstange 35 über einen bestimmten Weg nach links verschiebt, berührt das Zahnstangenende 38, das ist die Kontaktfläche des rechten Kugelgelenks 36, den Anschlag 43. Durch diese Bewegungsbegrenzung der Zahnstange 35 begrenzen die Anschläge 43 den maximalen Lenkwinkel der rechten und linken gelenkten Räder 21 (siehe Fig. 1). Wenn sich die Zahnstange 35 zum Ende ihres Bewegungsbereichs bewegt, werden die rechten und linken gelenkten Räder 21 zu dem maximalen Lenkwinkel gedreht. Anzumerken ist, dass in Fig. 3 gezeigten Manschetten 44 für eine Staabdichtung sorgen.

[0083] Wie in Fig. 4 gezeigt, besitzt die elektrische Servo-

lenkvorrichtung 10 die Eingangswelle 31, den ersten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 32 und den Lenkdrehmomentsensor 70, die alle in dem Gehäuse 41 aufgenommen sind. Die obere Öffnung des Gehäuses 41 ist mit einem Deckel 45 verschlossen. Der Lenkdrehmomentsensor 70 ist in diesem Ausführungsbeispiel an dem Deckel 45 angebracht, kann jedoch alternativ an dem Gehäuse 41 befestigt sein.

[0084] Das Gehäuse 41 hält drehbar das Unterende und den Längsmittelteil der Eingangswelle 31 mittels zweier Lager 51 und 52. Das Gehäuse 41 besitzt ferner eine Zahnstangenführung 60. Auch gezeigt sind ein Deckelhaltebolzen 73 und ein Haltering 54.

[0085] Am Unterende der Eingangswelle 31 ist ein Gewinde 55 ausgebildet, wobei das erste Ritzel 33 integral mit der Eingangswelle 31 direkt über dem Gewinde 55 angeordnet ist. Das Oberende der Eingangswelle 31 steht von der Oberseite des Deckels 45 vor. Diese Eingangswelle 31 wirkt somit als Ritzelwelle. Die Bewegung in Längsrichtung der Eingangswelle 31 wird durch Aufschrauben einer Mutter 56 auf das Gewinde 55 begrenzt. Auch gezeigt sind eine Kappe 57 und eine Öldichtung 58.

[0086] Die erste Zahnstangenführung 60 umfasst ein Führungselement 61, welches die Zahnstange 35 von der der ersten Stangenverzahnung 34 entgegengesetzten Seite her berührt, und einen Einstellbolzen 63, um das Führungselement 61 mittels einer Druckfeder 62 vorzuspannen. Durch geeignete Einstellung des Einstellbolzens 63 in dem Gehäuse 41 mit dieser ersten Zahnstangenführung 60 drückt die Druckfeder 62 das Führungselement 61 mit einer geeigneten Kraft gegen die erste Stangenverzahnung 34, und drückt hierdurch die Stangenverzahnung 34 gegen das Ritzel 33. Anzumerken ist, dass auch ein Kontaktelement 64 gezeigt ist, das gegen die Zahnstange 35 gedrückt wird und eine glatte Drehung derselben ermöglicht, sowie eine Haltermutter 65.

[0087] Der Lenkdrehmomentsensor 70 kann wie folgt aufgebaut sein. Das heißt, ein ferromagnetischer Film 77, dessen Magnetostriktionseigenschaften sich entsprechend dem angelegten Drehmoment ändern, ist mit einer spezifischen Breite um den vollständigen Umfang der Eingangswelle 31 herum angeordnet. Erregungs- und Erfassungswicklungen 71, 72, wie in Fig. 2 gezeigt und in der obigen ersten Ausführung beschrieben, sind relativ zu diesem ferromagnetischen Film 77 angeordnet. Wenn über die Eingangswelle 31 ein Drehmoment auf den ferromagnetischen Film 77 einwirkt, erfasst die Erfassungswicklung 72 elektrisch die Magnetostriktion des ferromagnetischen Films 77 entsprechend dem Drehmoment. Ein Beispiel eines ferromagnetischen Films 77 ist ein ferromagnetischer Film, der durch Dampfabscheidung eines Ni-Fe-Legierungsfilms auf der Eingangswelle 31 ausgebildet ist.

[0088] Es wird nun auf Fig. 5 Bezug genommen, die einen Drehmoment-Unterstützungsmechanismus 24 im Schnitt zeigt. Der Drehmoment-Unterstützungsmechanismus 24 umfasst das Gehäuse 41 mit dem Drehmomentbegrenzer 90 (siehe Fig. 1), den Zahn-Unterstützungsmechanismus 110, die Ritzelwelle 131 und den zweiten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 132, der darin aufgenommen ist. Die obere Öffnung des Gehäuses 41 ist mit einem Deckel 46 verschlossen.

[0089] Das Gehäuse 41 hält drehbar die oberen und unteren Teile der Ritzelwelle 131 mittels zweier zwischengeschalteter Lager 151, 152. Das Gehäuse 41 besitzt auch eine zweite Zahnstangenführung 160. Angemerkt wird, dass auch ein Deckelhaltebolzen 153 und ein Schnapping 154 gezeigt sind.

[0090] Am Oberende der Ritzelwelle 131 ist ein Gewinde 155 ausgebildet, wobei ein zweites Ritzel 133 am Unterende über dem Gewinde 155 daran integral ausgebildet ist. Die

zweite Stangenverzahnung 134 ist an der Zahnstange 35 ausgebildet. Eine Bewegung in der Achsrichtung der Ritzelwelle 131 wird durch Aufschrauben einer Mutter 156 auf das Gewinde 155 begrenzt. Anzumerken ist, dass in der Figur auch eine Kappenmutter 157 und ein Abstandshalter 159 gezeigt sind.

[0091] Die zweite Zahnstangenführung 160 besitzt ein Führungselement 161, welches die Zahnstange 35 von der der zweiten Zahnstange 134 entgegengesetzten Seite berührt, sowie einen Einstellbolzen 163 zum Drücken gegen das Führungselement 161 mittels einer zwischengeschalteten Druckfeder 162. Durch Einstellen des in das Gehäuse 41 geschraubten Einstellbolzens 163, um mittels der Druckfeder 162 einen geeigneten Druck auf das Führungselement 161 auszuüben, hält die zweite Zahnstangenführung 160 die zweite Stangenverzahnung 134 gegen das zweite Ritzel 133 gedrückt. Anzumerken ist, dass in der Figur auch ein Kontaktelement 164, welches die Rückseite der Zahnstange 35 verschiebbar hält, und eine Haltemutter 165 gezeigt sind.

[0092] Es wird nun auf Fig. 6 Bezug genommen, die die Relativpositionen der Ritzelwelle 131, des Motors 82, des Drehmomentbegrenzers 90 und des Zahn-Untersetzungsmechanismus 110 zeigt.

[0093] Der Motor 82 ist an dem Gehäuse 41 angebracht. Die Ausgangswelle 83 des Motors 82 erstreckt sich in das Gehäuse 41.

[0094] Der Zahn-Untersetzungsmechanismus 110 ist ein Drehmomentübertragungsmittel zur Übertragung eines von dem Motor 82 erzeugten Hilfsdrehmoments auf die Ritzelwelle 131. Es handelt sich um einen Schneckengetriebemechanismus mit einer Kombination von Antriebs- und Abtriebszahnradern. Der Zahn-Untersetzungsmechanismus 110 umfasst eine Übertragungswelle 111, die mittels des Drehmomentbegrenzers 90 mit der Ausgangswelle 83 des Motors 82 verbunden ist; eine Schnecke (Antriebszahnrad) 112, die an der Übertragungswelle 111 ausgebildet ist; und ein Schneckenrad (Abtriebszahnrad) 113, das mit der Ritzelwelle 131 verbunden ist und mit der Schnecke 112 in Eingriff steht. Das Hilfsdrehmoment von dem Motor 82 wird über die Ritzelwelle 131 auf den Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 32 übertragen (siehe Fig. 1).

[0095] Ein Merkmal unserer Erfindung ist, dass eine Beschichtung aus reibungsminderndem Material durch eine Oberflächenbearbeitungstechnik auf die Zahnflächen der Schnecke 112 und/oder die Zahnflächen des Schneckenrads 113 aufgetragen ist. Eine Beschichtung aus reibungsminderndem Material kann beispielsweise aufgetragen werden durch Beschichten der Zahnflächen mit reibungsminderndem Material oder durch Imprägnieren der Oberflächen mit einem reibungsminderndem Material. Der Kraftübertragungswirkungsgrad wird verbessert, indem der Reibkoeffizient der Gleitflächen zwischen den Zahnflächen der Schnecke 112 und den Zahnflächen des Schneckenrads 113 auf einen spezifischen Wert gesenkt wird.

[0096] Beispiele reibungsmindernder Materialien umfassen Polytetrafluorethylen (PTFE), was unter dem Namen Teflon® verkauft wird. Fluorpolymere haben typischerweise einen sehr niedrigen Reibkoeffizienten und sind daher als reibungsmindernde Materialien gut geeignet.

[0097] Oberflächenbearbeitungstechniken, um unter Verwendung dieser reibungsmindernden Materialien eine Schicht mit niedrigem Reibkoeffizienten aufzutragen, beinhalten erste und zweite Oberflächenbearbeitungsverfahren, die unten weiter beschrieben werden.

[0098] In dem ersten Oberflächenbearbeitungsverfahren werden die Schnecke 112 und das Schneckenrad 113 aus Kohlenstoffstahl für Maschinenstrukturen hergestellt, einschließlich JIS-G-4051-Kohlenstoffstahl. Autokatalytischer

Nickel und PTFE werden auf die Zahnflächen der Schnecke 112 und des Schneckenrads 113 in einer spezifischen Bearbeitungslösung aufgetragen, sodass eine gleichförmige Verteilung von 10% bis 30% PTFE per Volumen in der Beschichtung vorhanden ist. Die autokatalytische Nickel und PTFE-Beschichtung wird dann mit den Oberflächen der Zähne unter Verwendung eines Erwärmungsprozesses (Sintern bei angenähert 400°C) fest verbunden. Die Beschichtungsdicke beträgt 5 µm bis 20 µm. NIFGRIP™ von Ulvac Techno, Ltd., ist ein Beispiel eines Produkts, welches unter Verwendung dieses ersten Oberflächenbearbeitungsverfahrens hergestellt wird.

[0099] In dem zweiten Oberflächenbearbeitungsverfahren werden die Schnecke 112 und das Schneckenrad 113 ebenfalls aus Kohlenstoffstahl für Maschinenstrukturen hergestellt, einschließlich JIS-G-4051-Kohlenstoffstahl. Dann wird ein poröser Film aus Nickel und Phosphor auf den Zahnflächen der Schnecke 112 und des Schneckenrads 113 unter Verwendung eines autokatalytischen Beschichtungsverfahrens gebildet. Dieser poröse Film wird dann mit PTFE imprägniert und mit Wärme behandelt (Sintern bei angenähert 400°C), um die Beschichtung mit den Zahnflächen fest zu verbinden. Die mit der Zahnfläche verbundene Beschichtung ist ein poröser Film aus granulär abgeschiedenem Nickel und Phosphor, imprägniert mit PTFE, und hat eine Dicke von 5 µm bis 20 µm. NEDOX® von Ulvac Techno, Ltd. ist ein Beispiel eines Produkts, das unter Verwendung dieses zweiten Oberflächenbearbeitungsverfahrens hergestellt wird.

[0100] Die Übertragungswelle 111 ist koaxial zur Ausgangswelle 83 angeordnet und ist an dem Gehäuse 41 mittels zweier zwischengeschalteter Lager 114, 115 drehbar gehalten. Das erste Lager 114, das nahe der Ausgangswelle 83 angeordnet ist, ist in Bezug auf die Achsrichtung der Übertragungswelle 111 an dem Gehäuse 41 unbeweglich angebracht. Das zweite Lager 115, das fern von der Ausgangswelle 83 angeordnet ist, ist ebenfalls in Bezug auf die Achsrichtung der Übertragungswelle 111 an dem Gehäuse 41 unbeweglich angebracht.

[0101] Das zweite Lager 115 wird zur Ausgangswelle 83 durch einen Einstellbolzen 117 mittels einer zwischengeschalteten leichten Blattfeder 116 gespannt. Durch Einstellung der Position des zweiten Lagers 115 mittels des Einstellbolzens 117 kann die Übertragungswelle 111 eingestellt werden, um jegliches Spiel in deren axialer Richtung zu beseitigen.

[0102] Durch weitere Einstellung des Axialhubs der Schnecke 112 können die Schnecke 112 und das Schneckenrad 113 eingestellt werden, um jegliches Spiel zu beseitigen, während eine geeignete Reibung erhalten bleibt, wenn die Schnecke 112 und das Schneckenrad 113 in Eingriff sind.

[0103] Die thermische Ausdehnung in Achsrichtung der Übertragungswelle 111 kann ebenfalls durch die Elastizität der Blattfeder 116 aufgenommen werden.

[0104] Anzumerken ist, dass in der Figur auch eine Haltemutter 118 und ein Haltering 119 gezeigt sind.

[0105] Die vorliegende Erfindung ist dadurch gekennzeichnet, dass bewirkt wird, dass die Zähne der Schnecke 112 und die Zähne des Schneckenrads 113 spielfrei in Eingriff stehen. Das Mittel, durch das ein Spiel beseitigt wird, wird beispielsweise durch irgendeine Kombination der folgenden vier Faktoren erreicht:

- (1) Herstellung der Schnecke 112 aus Metall und Beschichten der Zahnoberflächen derselben mit einem Material mit niedrigem Reibkoeffizienten.
- (2) Verwenden eines Harz- oder Kunststoff-Schneckenrads 113.



- (3) Setzen des Abstands X von der Mitte  $O_1$  der Schnecke 112 zur Mitte  $O_2$  des Schneckenrads 113 auf einen spezifischen theoretischen Wert (Referenzwert).  
 (4) Setzen des Referenz-Wälzkreisdurchmessers  $d_1$  der Schnecke 112 oder des Referenz-Wälzkreisdurchmessers  $d_2$  des Schneckenrads 113 ein wenig größer als einen spezifischen theoretischen Wert (Referenzwert).

[0106] Wenn der Untersetzungsmechanismus 110 zusammengebaut ist, kämmen die Zahnfläche der Schnecke 112 und des Schneckenrads 113 mit einem Druck entsprechend der Differenz zwischen den dazwischen wirkenden Referenz-Wälzkreisdurchmessern  $d_1$  und  $d_2$ . Dies beseitigt Losen (Eingriffsspalt) zwischen den Zähnen der Schnecke 112 und des Schneckenrads 113 und beseitigt somit Spiel. Weil kein Spiel vorhanden ist, wird kein Drehmomentstoß durch Trägheit des Motors 82 von den Zahnflächen der Schnecke 112 auf die Zahnflächen des Schneckenrads 113 übertragen. Die Haltbarkeit des Untersetzungsmechanismus 110 ist somit weiter verbessert.

[0107] Wenn jedoch die Losen aufgehoben ist, nimmt normalerweise der Eingriffswiderstand (die Reibung) zwischen den Zahnflächen der Schnecke 112 und dem Schneckenrad 113 zu. Dieses Problem wird gelöst durch Beschichten der Zahnflächen der Schnecke 112 mit einer Beschichtung aus Material mit niedrigem Reibkoeffizienten. Dieses Material mit niedrigem Reibkoeffizienten mindert den Reibkoeffizienten an den Gleitflächen der Zähne der Schnecke 112 und des Schneckenrads 113. Es ist daher möglich, den Kraftübertragungswirkungsgrad zu erhöhen, während eine geeignete Reibung zwischen den kämmenden Zahnflächen der Zahnräder 112 und 113 erhalten bleibt, obwohl der Eingriff der Schnecke 112 und des Schneckenrads 113 eingestellt ist, um jegliches Spiel zu beseitigen.

[0108] Fig. 7 zeigt den Drehmomentbegrenzer 90. Ein weiteres Merkmal der vorliegenden Erfindung ist die Zwischenschaltung des Drehmomentbegrenzers 90 zwischen dem Motor 82 und dem Untersetzungsmechanismus 110. Dieser Drehmomentbegrenzer 90 ist ein Drehmomentbegrenzungsmechanismus mit einem Innenelement 91, das mit der Ausgangswelle 83 des Motors 82 verzahnt ist, die in ein zylindrisches Außenelement 93 eingesetzt ist, die mit der Übertragungswelle 111 verzahnt ist.

[0109] Das Innenelement 91 ist ein Steckelement, dessen Außenfläche 92 zum Ende der Übertragungswelle 111 hin verjüngt ist. Das Außenelement 93 ist ein Buchsenelement, dessen Innenfläche 94 verjüngt ist, sodass sie auf der Außenfläche 92 des Innenelements 91 passend sitzt. Der Drehmomentbegrenzer 90 wird zusammengebaut durch Einsetzen der verjüngten Außenfläche 92 in die verjüngte Innenfläche 94, Drücken auf das Hinterende 95 des Innenelements 91 mittels einer Tellerfeder 96 und örtliches Sichern desselben mittels eines Halterings 97. Anzumerken ist, dass auch ein Abstandshalter 101, eine Beilagscheibe 102 und eine Tellerfeder 103 gezeigt sind.

[0110] Die Außenfläche 92 und die Innenfläche 94 stehen mit einer spezifischen Reibkraft dazwischen in Eingriff, infolge der Federkraft der Tellerfeder 96, die auf das Innenelement 91 drückt, sodass die Außenfläche 92 des Innenelements 91 gegen die Innenfläche 94 des Außenelements 93 gedrückt wird. Wegen des so vorgesehenen Drehmomentbegrenzers 90 gleitet die Außenfläche 91 relativ zur Innenfläche 94, wenn ein die spezifische Reibkraft überschreitendes Drehmoment auf die Ausgangswelle 83 wirkt. Es ist daher möglich, das von dem Motor 82 auf den Untersetzungsmechanismus 110 übertragene Hilfsdrehmoment zu begrenzen. Anders gesagt ist es möglich, ein Überdrehen zu beseitigen. An dem Motor 82 tritt daher kein übermäßiges Drehmoment

auf, und zur Lastseite wird kein übermäßiges Drehmoment übertragen.

[0111] Weil ferner das Innenelement 91 und das Außenelement 93 keilförmig sitzen, ist die Montagepräzision außerordentlich hoch und die Mittelausrichtung ist einfach.

[0112] Weil ferner ein kleiner Drehmomentbegrenzer 90 zwischen dem Untersetzungsmechanismus 110 und den relativ schnell drehenden Motor 82 zwischengeschaltet ist, ist die Unterbringung innerhalb des Gehäuses 41 einfach.

[0113] Fig. 8A bis 8D zeigen einen zweiten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus nach dieser ersten bevorzugten Ausführung der vorliegenden Erfindung. Die Linie L1 ist die Mittelachse des zweiten Ritzels; die Linie L2 ist die Mittelachse der Zahnstange; und die Linie L3 ist eine Linie orthogonal zur Zahnfläche der zweiten Stangenverzahnung. Anzumerken ist, dass in diesem Ausführungsbeispiel angenommen wird, dass die Mittelachse L1 des zweiten Ritzels 33 orthogonal zur Mittelachse L2 der Zahnstange 35 ist.

[0114] Das zweite Ritzel 33 und die zweite Stangenverzahnung 34 des in Fig. 8A gezeigten zweiten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus sind Schraubverzahnungen. Wie in Fig. 8B gezeigt, sind Schraubverzahnungen zylindrische Verzahnungen, in denen die Zahnspur 133c, welche die Schnittlinie zwischen der Zahnfläche 133b und der Umfangsfläche eines Zylinders 133a (der Referenz-Abwälzfläche) ist, eine Schraube 133d mit einem bestimmten Schraubwinkel  $\theta$  ist. Anzumerken ist, dass der Schraubwinkel  $\theta$  der Winkel zwischen der Schraube 133d und der Grunddurchmesserlinie 133e (einer zur Wälzdurchmesserlinie orthogonalen Linie) des Zylinders 133a ist.

[0115] Fig. 8C ist eine vergrößerte Perspektivansicht der die Schraubverzahnung bildenden zweiten Stangenverzahnung 134. Anzumerken ist, dass der Schraubwinkel der gleiche ist wie der Schraubwinkel  $\theta$  der das zweite Ritzel 133 bildenden Schraubverzahnung.

[0116] Ein weiteres Merkmal unserer Erfindung ist, dass der Schraubwinkel  $\theta$  der das zweite Ritzel 133 und die zweite Stangenverzahnung 134 bildenden Schraubverzahnung in einen Bereich gelegt ist, der den Reibwinkel der Schraubverzahnungen nicht überschreitet. Der Grund hierfür wird weiter unten beschrieben.

[0117] Fig. 8D ist eine vergrößerte Schnittansicht des Zahnprofils der das zweite Ritzel 133 und die zweite Stangenverzahnung 134 bildenden Schraubverzahnungen. Anzumerken ist, dass das Zahnprofil dieser Schraubverzahnungen ein Kreisbogen ist.

[0118] Anzumerken ist, dass Verzahnungen mit einem Kreisbogen-Zahnprofil in der Literatur bekannt sind, einschließlich "New gears and their applications: circular arc tooth profile gears" (Maschine design, Vol. 26, Nr. 3, pp. 47 bis 51, Nikkan Kogyo Shinbunsha, März 1982). Verzahnungen mit Kreisbogen-Zahnprofil werden weiter unten beschrieben.

[0119] Das heißt, Verzahnungen mit Kreisbogen-Zahnprofil sind Verzahnungen, in denen die Zahnkopffläche in einem eines Verzahnungspaares auf einem Bogen liegt, dessen Mitte im Wesentlichen die Referenz-Abwälzlinie  $P_i$  ist, und die Zahnfußfläche der anderen Verzahnung in dem Paar auf einem Bogen liegt, dessen Mitte im Wesentlichen die Referenz-Abwälzlinie  $P_i$  ist. Verzahnungen mit einem Kreisbogenprofil können ein symmetrisches oder asymmetrisches Zahnprofil haben.

[0120] Anzumerken ist, dass die Zahnfußfläche der Teil der Zahnfläche zwischen der Referenz-Abwälzlinie  $P_i$  und dem Zahngrund ist, und die Zahnkopffläche der Teil der Zahnfläche zwischen der Referenz-Abwälzlinie  $P_i$  und dem Zahnscheitel ist.

[0121] In Bezug auf das zweite Ritzel 133 in Fig. 8D be-

deutet eine symmetrische Kreisbogen-Zahnprofil-Verzahnung, dass der Bogen der Zahnkopffläche 133g und der Bogen der Zahnfußfläche, oder genauer, dass die Zahnkopffläche 133d und die Zahnfußfläche 133f in Bezug auf die Referenz-Abwälzlinie Pi punktsymmetrisch sind. Beispiele solcher Verzahnungen sind die Typ 3-Novikov-Verzahnung und die Sym MarC®-Verzahnung von Hitachi Seisakusho. Angemerkt wird, dass in Fig. 8D r der Radius der Bögen ist. [0122] Das symmetrische Kreisbogen-Zahnprofil der zweiten Stangenverzahnung 134 ist identisch zu dem des zweiten Ritzels 133, und die Zahnkopffläche 134a und die Zahnfußfläche 134b sind auf Bögen gebildet, die zur Referenz-Abwälzlinie Pi punktsymmetrisch sind.

[0123] In einer asymmetrischen Kreisbogen-Zahnprofil-Verzahnung ist das Paar von Zahnkopffläche und Zahnfußfläche des Zahnprofils zur Referenz-Abwälzlinie Pi nicht symmetrisch. Insbesondere ist in der einen Verzahnung nur der Bogen der Zahnkopffläche an der Referenz-Abwälzlinie Pi zentriert, und in der anderen Verzahnung des Paares ist nur der Bogen der Zahnfußfläche an der Referenzabwälzlinie Pi zentriert. Beispiele einer asymmetrischen Kreisbogen-Zahnprofil-Verzahnung sind die Typ 1 und Typ 2-Novikov-Verzahnungen und die CirCarC®-Verzahnung, hergestellt von Associated Electrical Industries in Britannien.

[0124] Die in der vorliegenden Erfindung verwendeten Schraubverzahnungen sind bevorzugt symmetrische Kreisbogen-Zahnprofil-Verzahnungen.

[0125] Mit dem transversalen Zahnprofil einer Evolventenzahnform kommt es zu einem Eingriff (Kontakt) zwischen konvexen Zahnflächen. In der vorliegenden Erfindung ist jedoch das Zahnprofil der Schraubverzahnung ein Kreisbogen. Mit dem transversalen Zahnprofil einer Kreisbogen-Zahnform kommt es zum Eingriff (Kontakt) zwischen konvexen und konkaven Zahnflächen. Weil der Radius der relativen Krümmung in der Zahnspurrichtung groß ist, ist die Fläche des Linienkontakts groß, wenn eine Last einwirkt. Allgemein ist, im Vergleich zu Evolventenverzahnungen, die Oberflächenermüdungsfestigkeit von Kreisbogenverzahnungen 6- bis 7mal größer, die Biegefestigkeit ist 1,5 bis 1,6-mal größer und die Biegeermüdungsfestigkeit ist 1,5 bis 1,6-mal größer.

[0126] Wegen der Kreisbogenform sind ferner die Zahnfußflächen 133f und 134b im Vergleich zum Zahnprofil einer herkömmlichen Evolventenverzahnung abgerundet. Es ist daher möglich, den Kerbeffekt auf Stoß- und Ermüdungsfestigkeit zu reduzieren, und es ist daher möglich, die Biegefestigkeit des Zahnteils weiter zu verbessern.

[0127] Unter Verwendung einer Kreisbogen-Schraubverzahnung für das zweite Ritzel 133 und die zweite Stangenverzahnung 134 ist es weiter möglich, die Verzahnungsfestigkeit zu erhöhen und die folgenden Vorteile zu erreichen.

[0128] Wenn beispielsweise die rechten und linken gelenkten Räder zum maximalen Lenkwinkel gedreht werden, d. h. wenn die Zahnstange 35 in Fig. 3 zum Ende ihres Bewegungsbereichs bewegt wird, berührt das linke Kugelgelenk 36 den Anschlag 43, das rechte Kugelgelenk 36 berührt den Anschlag 43 und die Bewegung der Zahnstange 35 stoppt sofort. Hierbei wirkt ein Drehmoment, welches signifikant größer ist als das, welches beim normalen Lenken erzeugt wird, auf das zweite Ritzel 133 (siehe Fig. 1) und die zweite Stangenverzahnung 134. Das Ritzel 133 und die Stangenverzahnung 134, die infolgedessen stärker sind, können jedoch diesem hohen Drehmoment zufriedenstellend widerstehen.

[0129] Weil ferner das zweite Ritzel 133 und die zweite Stangenverzahnung 134 ein Kreisbogen-Zahnprofil haben, führt der Eingriff des Zahnpaars zu einem Kontakt zwischen konkaven und konvexen Zahnflächen, und die Kontaktflä-

che beim Eingriff der Verzahnung ist viel größer als die, die mit einem herkömmlichen Evolventenzahnprofil erreicht wird. Weil der Kontaktdruck geringer ist (der Kontaktdruck fällt auf angenähert 1/6 des eines Evolventenzahnprofils), gleiten die Zahnflächen glatter. Ferner sind auch Kreisbogen-Zahnprofil-Verzahnungen bekannt, die so ähnlich kontaktieren wie Gleitlager. Ein Vorteil eines Gleitlagers ist, dass der Kontakt gleichmäßig ist. Es ist möglich, diesen Vorteil direkt für den Kontakt einer Kreisbogen-Zahnprofil-Verzahnung anzuwenden. Eine Reibung zwischen gleitenden Zahnflächen kann daher signifikant reduziert werden.

[0130] Zu Fig. 5. Wenn eine hohe Drehmomentlast durch Motorträgheit auf den zweiten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 132 einwirkt, wirkt eine starke Kraft in Richtung orthogonal zur Achse in Verbindung damit auf die Zahnstange 35. Damit diese Kraft nicht zur Folge hat, dass sich die Zahnstange 35 zurückbewegt, sinkt die Reibkraft der gleitenden Zahnfläche, obwohl der zweite Einstellbolzen 163 direkt gegen die Rückseite des zweiten Führungsselements 161 drückt. Es ist daher möglich, den Kraftübertragungswirkungsgrad des zweiten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 132 zu erhöhen, während ein gutes Gefühl guter Lenkkontrolle des Lenkrads 11 beibehalten wird (siehe Fig. 1).

[0131] Weil ferner die Reibkraft der gleitenden Zahnflächen niedrig ist, ist es möglich, ein Hilfsdrehmoment von dem Motor 82 auf die Zahnstange 35 durch das zweite Ritzel 133 mit gutem Wirkungsgrad auch dann zu übertragen, wenn unter Hochlastbedingungen gelenkt wird (wie etwa dann, wenn die Räder bei stehendem Fahrzeug gedreht werden). Im Vergleich zur herkömmlichen Evolventenverzahnung ist daher ein geringeres Hilfsdrehmoment erforderlich und es kann daher eine elektrische Servolenkvorrichtung mit geringerem Stromverbrauch vorgesehen werden.

[0132] Fig. 9A zeigt die zweite Stangenverzahnung 134, die durch Drehen des zweiten Ritzels 133 in der Figur nach links bewegt wurde. Wenn die rechten und linken gelenkten Räder nach rechts zum maximalen Lenkwinkel gedreht werden, d. h. wenn sich die Zahnstange 35 zum Ende ihres Bewegungsbereichs bewegt, berührt das rechte Kugelgelenk 36 den Anschlag 43 und die Bewegung der zweiten Stangenverzahnung 134 stoppt. Hierbei ist das Drehmoment ein Stoßmoment, und ist somit das maximale Drehmoment, das größer ist als das Drehmoment beim normalen Lenken.

[0133] Fig. 9B zeigt den Zustand, wenn die Zahnfläche der zweiten Stangenverzahnung 134 durch die Zahnfläche des zweiten Ritzels 133 in der Figur nach links gedrückt wird. Fig. 9C zeigt die Zahnfläche der zweiten Stangenverzahnung 134 als rechtwinkliges Dreieck mit der Schräge D.

[0134] In Fig. 9B und 9C ist der Neigungswinkel der Schräge D gleich  $\theta$ , d. h. gleich dem Schraubwinkel  $\theta$  der Schraubverzahnung. Die Wirkkraft des Zahns E des zweiten Ritzels 133, die gegen die Schräge D drückt, ist  $W_0$ , welche vergleichbar ist mit der Kraft (Drehmoment des zweiten Ritzels 133), die in der Umfangsrichtung auf den Wälzkreis des zweiten Ritzels 133 wirkt. Die Kraft  $W_0$  wirkt daher orthogonal zur Linie AB.

[0135] Wenn die zweite Stangenverzahnung 134, die am Ende ihres Bewegungsbereichs gestoppt ist, von dem zweiten Ritzel 133 weiter unter Druck gesetzt wird, versucht der Zahn E entlang der Schräge D in der Richtung des Punkts A zu rutschen und zu wandern. Den direkten Druck, der zwischen der Schräge D und dem Zahn E wirkt (die Kraft, die orthogonal zur Zahnfläche wirkt), d. h. den direkten Druck  $W_1$ , der zwischen der Zahnfläche des zweiten Ritzels 133 und der Zahnfläche der zweiten Stangenverzahnung 134 wirkt, erhält man aus der Gleichung (1).

$$W_1 = W_o \times \cos\theta \quad (1)$$

[0136] Die Kraft, die parallel zur Schräge D wirkt (d. h. die Kraft  $W_2$ , die parallel zur Zahnfläche der zweiten Stangenverzahnung 134 wirkt), erhält man aus der Gleichung (2).

$$W_2 = W_o \times \sin\theta \quad (2)$$

[0137] Die zur Linie AB parallele Kraft  $P_o$  wird auch benötigt, sodass der Zahn E infolge der Kraft  $W_2$  nicht zum Punkt A hin rutscht und wandert. Diese Stützkraft  $P_o$  ist der auf das zweite Ritzel 133 wirkende Axialdruck, und die Richtung der Kraft  $P_o$  ist orthogonal zur Richtung der Kraft  $W_o$ . Die Teilkräfte der Stützkraft  $P_o$  sind eine zur Schräge D orthogonale Teilkraft  $P_1$  und eine zur Schräge D parallele Teilkraft  $P_2$ . Die Teilkräfte  $P_1$  und  $P_2$  können mittels der Gleichungen (3) und (4) berechnet werden.

$$P_1 = P_o \times \sin\theta \quad (3)$$

$$P_2 = P_o \times \cos\theta \quad (4)$$

[0138] Die Summe der zur Schräge D orthogonalen Kraftkomponenten, d. h. der gemeinsame direkte Druck R, ist die Summe des direkten Drucks  $W_1$  und der Teilkraft  $P_1$ , wie in Gleichung (5) gezeigt.

$$R = W_1 + P_1 \quad (5)$$

[0139] Wenn wir F die maximale Reibkraft zwischen der Zahnfläche des zweiten Ritzels 133 und der Zahnfläche der zweiten Stangenverzahnung 134 sein lassen, ist die Größe dieser maximalen Reibkraft F proportional zum gemeinsamen direkten Druck R, wie in Gleichung (6) gezeigt.

$$F = \mu \times R \quad (6)$$

wobei  $\mu$  der Reibkoeffizient zwischen den Zahnflächen des zweiten Ritzels 133 und der zweiten Stangenverzahnung 134 ist, die, wie oben erwähnt, Schraubverzahnungen sind. Wenn der Reibwinkel der Schraubverzahnung entsprechend dem Reibkoeffizienten  $\mu$  gleich  $\rho$  ist, dann kann der Reibkoeffizient  $\mu$  aus Gleichung (7) erhalten werden.

$$\mu = \tan\rho \quad (7)$$

[0140] Die Reibkraft F wirkt in der Richtung entgegen der Kraft  $W_2$ , weil der Zahn E infolge der Kraft  $W_2$  entlang der Schräge D gleiten und zu Punkt A wandern möchte.

[0141] Die Beziehung zwischen den drei Kräften F,  $W_2$  und  $P_2$  parallel zur Schräge D ist in Gleichung (8) gezeigt.

$$P_2 = W_2 - F \quad (8)$$

[0142] Gleichung (9) erhält man durch Einsetzen der Gleichungen (1) bis (6) in Gleichung (8).

$$P_o \times \cos\theta = W_o \times \sin\theta - \mu \times R = W_o \times \sin\theta - \mu(W_1 + P_1) = W_o \times \sin\theta - \mu(W_o \times \cos\theta + P_o \times \sin\theta) = W_o \times \sin\theta - \mu \times W_o \times \cos\theta - \mu \times P_o \times \sin\theta \quad (9)$$

was vereinfacht werden kann zu Gleichungen (10) und (11).

$$P_o \times (\cos\theta + \mu \times \sin\theta) = W_o(\sin\theta - \mu \times \cos\theta) \quad (10)$$

$$P_o = W_o(\sin\theta - \mu \times \cos\theta)/(\cos\theta + \mu \times \sin\theta) \quad (11)$$

[0143] Gleichung (12) erhält man durch Einsetzen von

Gleichung (7) in Gleichung (11).

$$P_o = W_o \times [(\sin\theta - \tan\rho \times \cos\theta)/(\cos\theta + \tan\rho \times \sin\theta)] = W_o \times [(\sin\theta - (\sin\rho/\cos\rho) \times \cos\theta)/(\cos\theta + (\sin\rho/\cos\rho) \times \sin\theta)] = W_o \times [(\sin\theta \times \cos\rho - \cos\theta \times \sin\rho)/(\cos\theta \times \cos\rho + \sin\theta \times \sin\rho)] = W_o \times [\sin(\theta - \rho)/\cos(\theta - \rho)] = W_o \times \tan(\theta - \rho) \quad (12)$$

[0144] Wie aus Gleichung (12) zu erkennen, ist  $P_o = 0$ , wenn  $\theta = \rho$ . Wenn  $\theta < \rho$ ,  $P_o < 0$ . Daher wirkt kein Axialdruck auf das zweite Ritzel 133, d. h. die Kraft  $P_o$  wirkt nicht, auch wenn ein hohes Drehmoment auf das zweite Ritzel 133 einwirkt, wenn die zweite Stangenverzahnung 134 gestoppt wird. Der Schraubwinkel  $\theta$  der Schraubverzahnung wird daher in den Bereich gesetzt, der den Schraubverzahnungsreibwinkel  $\rho$  nicht überschreitet, d. h. in den Bereich  $0^\circ < \theta \leq \rho$ .

[0145] Wenn die zweite Stangenverzahnung 134 nicht am linken oder rechten Ende ihres Bewegungsbereichs stoppt, d. h. während den meisten normalen Lenksituationen, und die zweite Stangenverzahnung 134 von dem Ritzel 33 nach rechts oder links angetrieben wird, ist die Kraft, mit der der Zahn E des zweiten Ritzels 133 auf die Schräge D drückt, kleiner als die Kraft  $W_o$ . Der auf das zweite Ritzel 133 wirkende Axialdruck entspricht dieser schwachen Kraft.

[0146] Daher ist es möglich, den auf das zweite Ritzel 133 wirkenden Axialdruck auf einen sehr geringen Wert zu beschränken.

[0147] Eine alternative Ausführung, in der die Ritzelwelle 131 mit der zweiten Zahnstange 134 gekippt verbunden ist, wird nachfolgend anhand von Fig. 10A und 10B beschrieben.

[0148] Fig. 10A zeigt eine Konfiguration, in der die Ritzelwelle 131 um einen Kippwinkel  $\alpha$  von einer zur Mittelachse L2 der Zahnstange 35 orthogonalen Referenzlinie S nach links verkippt ist. Fig. 10B zeigt eine ähnliche Konfiguration, in der die Ritzelwelle 131 um einen Kippwinkel  $\alpha$  von der Referenzlinie S nach rechts verkippt ist.

[0149] In diesem Beispiel hat die zweite Schraub-Stangenverzahnung 134 einen Schraubwinkel  $\beta$ . Der Schraubwinkel der zweiten Stangenverzahnung 134 in Fig. 10A ist  $\beta = \theta + \alpha$ . Der Schraubwinkel der Stangenverzahnung 134 in Fig. 10B ist  $\beta = \theta - \alpha$ . Der Schraubwinkel  $\theta$  des zweiten Ritzels 133 ist unabhängig vom Kippwinkel  $\alpha$  der Ritzelwelle 131 konstant. Indem man somit den Schraubwinkel  $\theta$  im Ritzel 133 konstant hält, ist auch der auf das Ritzel 133 wirkende Axialdruck  $P_o$  konstant und kann aus der obigen Gleichung (12) erhalten werden.

[0150] Wie oben beschrieben, liegt der Schraubwinkel  $\theta$  des zweiten Ritzels 133 in dem Bereich, der den Schraubverzahnungswinkel  $\rho$  nicht überschreitet, d. h. in dem Bereich  $0^\circ < \theta \leq \rho$ . Daher wirkt, unabhängig vom Kippwinkel  $\alpha$  der Ritzelwelle, kein Axialdruck auf das Ritzel 133, d. h. die Kraft  $P_o$  wirkt nicht, auch wenn ein hohes Drehmoment auf das Ritzel 133 einwirkt, wenn die Bewegung der Zahnstange stoppt.

[0151] Um das Obige zusammenzufassen ist es unter Verwendung von Schraubverzahnungen für das zweite Ritzel 133 und die zweite Stangenverzahnung 134 möglich, im Vergleich zu einer Geradverzahnung ein relativ hohes Drehmoment zu übertragen. Im Ergebnis kann man einen relativ kleinen zweiten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 132 erhalten.

[0152] Weil ferner der Schraubwinkel  $\theta$  des zweiten Ritzels 133, das eine Schraubverzahnung hat, kleiner als der Schraubverzahnungs-Reibwinkel  $\rho$  ist, kann der Axialdruck, der während normalen Lenksituation auf das Ritzel wirkt, d. h. wenn die zweite Stangenverzahnung 134 am

rechten oder linken Ende nicht gestoppt wird, niedrig sein. Im Ergebnis wirkt ein geringer Axialdruck auf die Ritzelwelle 131 in Fig. 9A, Fig. 10A und Fig. 10B, und der Axialdruck, der auf die die Ritzelwelle 131 haltenden Lager 151, 152 und den mit der Ritzelwelle 131 gekoppelten Zahn-Untersetzungsmechanismus 110 (siehe Fig. 5) wirkt, ist ebenfalls gering. Obwohl Schraubverzahnungen verwendet werden, ist es daher nicht erforderlich, die Festigkeit der Ritzelwelle 131, der Lager 151, 152 oder des Zahn-Untersetzungsmechanismus 110 zu erhöhen und diese Komponenten können daher kompakt und mit geringen Kosten ausgeführt werden.

[0153] Es wird nun auf Fig. 11 Bezug genommen, die eine alternative Version der Tragstruktur der Übertragungswelle 111 in dem Untersetzungsmechanismus 110 zeigt.

[0154] Die Tragstruktur dieser alternativen Ausführung ist gekennzeichnet durch die Halterung der Übertragungswelle 111 an dem Gehäuse 41 mittels zwischengeschalteter erster und zweiter Lager 114, 115 und einer exzentrischen Hülse 121. Die exzentrische Hülse 121 ist eine zylindrische Hülse, die drehbar in ein Loch in dem Gehäuse 41 eingesetzt ist. Die ersten und zweiten Lager 114, 115 sind in das Loch innerhalb dieser zylindrischen Hülse eingesetzt, und die Übertragungswelle 111 ist durch die ersten und zweiten Lager 114, 115 drehbar gehalten. Unter Verwendung eines Ringbolzens 122, um die exzentrische Hülse 121 in Richtung der Längsachse der exzentrischen Hülse 121 zum Gehäuse 41 zu drücken, kann die exzentrische Hülse 121 in dem Gehäuse 41 durch Reibung gehalten werden.

[0155] Es wird nun auf Fig. 12 Bezug genommen, die die Beziehung zwischen der Schnecke 112, dem Schneckenrad 113 und der exzentrischen Hülse 121 zeigt.

[0156] Wie in Fig. 12 gezeigt, ist die Schnecke 112 mit ihrer Mittelachse  $O_1$  (Mitte  $O_1$  der Übertragungswelle 111) um einen Abstand  $\delta$  unter die Mittelachse  $O_3$  der exzentrischen Hülse 121 versetzt angeordnet. Weil die Übertragungswelle 111 von den ersten und zweiten Lagern 114, 115 in dieser versetzten Stellung der exzentrischen Hülse 121 gehalten wird, bewegt sich die Mittelachse  $O_1$  der Schnecke 112 exzentrisch zur Mittelachse  $O_2$  des Schneckenrads 113, wenn sich die exzentrische Hülse 121 dreht. Im Ergebnis ändert sich der Abstand  $X$  von der Schneckenmitte  $O_1$  zur Mitte  $O_2$  des Schneckenrads 113. Es ist daher möglich, die Lose der Schnecke 112 zum Schneckenrad 113 einfach einzustellen, indem man lediglich die exzentrische Hülse 121 dreht. Anzumerken ist, dass in dieser alternativen Version für die Schnecke 112 aus Metall auch bevorzugt ist, deren Zahnflächen mit einem Material niedrigen Reibkoeffizienten zu beschichten, und das Schneckenrad 113 aus Harz herzustellen.

[0157] Es ist daher möglich, die Zahnflächen der Schnecke 112 und des Schneckenrads 113 einzustellen, so dass keine Lose dazwischen vorhanden ist, und Druck auszuüben, wodurch die Zahnflächen der Schnecke 112 und des Schneckenrads 113 in Eingriff gebracht werden. Das Beseitigen von Lose beseitigt auch Spiel in dem Eingriff der Schnecke 112 und des Schneckenrads 113 und verhindert somit, dass ein Drehmomentstoß durch Trägheit des Motors 82 (siehe Fig. 10) von den Zahnflächen der Schnecke 112 auf die Zahnflächen des Schneckenrads 113 wirkt. Die Haltbarkeit des Untersetzungsmechanismus 110 ist auch in dieser Variante bei dieser ersten bevorzugten Ausführung der Erfindung weiter verbessert.

[0158] Die Prozedur zur Einstellung des Eingriffs dieses Untersetzungsmechanismus 110 ist wie folgt.

(1) Bei entferntem Motor 82 und Ringbolzen 122 in Fig. 11 wird die exzentrische Hülse 121 mittels eines

Werkzeugs allmählich gedreht. Dies bewegt die Mittelachse  $O_1$  der Übertragungswelle 111 und erlaubt somit eine Einstellung der Lose der Schnecke 112 zum Schneckenrad 113.

(2) Nach Abschluss dieser Lose-Einstellung, wird der Ringbolzen 112 festgezogen, um die exzentrische Hülse 121 an dem Gehäuse 41 mittels Reibkraft zu sichern.

(3) Die Baugruppe von Drehmomentbegrenzer 90 und Motor 82 wird in das Gehäuse 41 eingesetzt und auf die Übertragungswelle 111 gesetzt.

(4) Der Motor 82 wird an dem Gehäuse 41 mittels des Bolzens 123 angebracht, um diese Aufgabe abzuschließen. Anzumerken ist, dass der Durchmesser des Bolzenlochs 124 in dem Motor 82 ein wenig größer ist als ein normaler Bolzenlochdurchmesser. Es ist daher möglich, die Mitte der Motorausgangswelle 83 zur Mittelachse  $O_1$  der Übertragungswelle 111 leicht einzustellen.

[0159] Für den normalen Fachmann ist es auch klar, dass der Drehmomentbegrenzer 90 der vorliegenden Erfindung keineswegs auf einen Reibungs-Drehmomentbegrenzer beschränkt sein soll, wie in dem obigen ersten Ausführungsbeispiel beschrieben.

[0160] Ferner soll der Untersetzungsmechanismus 10 nicht auf einen Schneckenradmechanismus beschränkt sein und kann beispielsweise ein Kegelerzahnungs-Mechanismus oder ein Gradverzahnungs-Mechanismus sein.

[0161] In einer Alternative kann sich die an der Zahnstange 35 vorgesehene zweite Stangenverzahnung 134 so erstrecken, dass als die erste Stangenverzahnung 34 wirkt. In diesem Fall können das erste Ritzel 33 und die erste Stangenverzahnung 34 die gleichen Schraubverzahnungen wie das zweite Ritzel 133 und die zweite Stangenverzahnung 134 aufweisen und ein hyperbolisches Zahnprofil aufweisen.

[0162] Es folgt nun eine Diskussion einer elektrischen Servolenkvorrichtung nach der zweiten Ausführung anhand von Fig. 13 bis Fig. 21. In allen diesen Figuren werden gleiche Komponenten mit gleichen Bezugszahlen bezeichnet und ihre Beschreibung wird weggelassen.

[0163] Fig. 13 ist eine Schnittansicht mit Darstellung eines Drehmoment-Unterstützungsmechanismus 24 entsprechend derjenigen, die nach der ersten Ausführung in Fig. 5 gezeigt ist.

[0164] Der Drehmoment-Unterstützungsmechanismus 24 enthält den Drehmomentbegrenzer 90 (siehe Fig. 1), den Untersetzungsmechanismus 110, die Ritzelwelle 331 und den zweiten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 332 in einem Gehäuse 41, dessen obere Öffnung durch einen Deckel 46 verschlossen ist.

[0165] Das Gehäuse 41 hält drehbar die oberen und unteren Teile der Ritzelwelle 331 mittels zweier zwischengeschalteter Lager 351, 352. Das Gehäuse 41 besitzt auch eine zweite Zahnstangenföhrung 360. Anzumerken ist, dass auch ein Deckelhalterbolzen 353 und ein Schnapping 354 gezeigt sind.

[0166] Das zweite Ritzel 333 und die zweite Stangenverzahnung 334 sind ebenfalls plastisch geformte Komponenten, wie etwa Walzschmiedeteile. An einem Ende der Ritzelwelle 331 ist ein Gewinde 355 ausgebildet, wobei das zweite Ritzel 333 integral am Unterende über dem Gewinde 355 davon ausgebildet ist. Die zweite Stangenverzahnung 334 ist an der Zahnstange 35 ausgebildet. Sowohl das zweite Ritzel 333 als auch die zweite Stangenverzahnung 334 sind Schraubverzahnungen. Das Zahnprofil dieser Schraubverzahnungen ist hyperbolisch. Dieses Zahnprofil ist das glei-



che wie das des zweiten Ritzels 133 und der zweiten Stangenverzahnung 134 der in den Fig. 8A bis 8D gezeigten ersten Ausführung, und weitere Details davon werden hier weggelassen.

[0167] Die Bewegung in Achsrichtung der Ritzelwelle 331 wird durch das Aufschrauben einer Mutter 356 auf das Gewinde 355 begrenzt. Anzumerken ist, dass in der Figur auch eine Kappenmutter 357 und ein Abstandshalter 359 gezeigt sind.

[0168] Die zweite Zahnstangenführung 360 besitzt ein Führungselement 361, welches die Zahnstange 35 von der der zweiten Stangenverzahnung 334 entgegengesetzten Seite berührt, und einen Einstellbolzen 363 zum Drücken gegen das Führungselement 361 mittels einer zwischengeschalteten Druckfeder 362. Durch Einstellen des in das Gehäuse 41 geschraubten Einstellbolzens 363, um mittels der zwischengeschalteten Druckfeder 362 einen geeigneten Druck auf das Führungselement 361 auszuüben, hält diese zweite Zahnstangenführung 360 die zweite Stangenverzahnung 334 gegen das zweite Ritzel 333 gedrückt. Anzumerken ist, dass auch das Kontaktelement 364, welches die Rückseite der Zahnstange 35 verschiebbar hält, und eine Haltemutter 365 gezeigt sind.

[0169] Wenn die zweite Stangenverzahnung 334 in kämmenden Eingriff mit dem zweiten Ritzel 333 steht, wie in Fig. 13 gezeigt, drückt das Ende 363a des Einstellbolzens 363 direkt gegen die Rückseite 361a des Führungselements 361 in dieser zweiten Zahnstangenführung 360.

[0170] Die Beziehungen zwischen dem Motor 82, dem Drehmomentbegrenzer 90 und dem Zahn-Untersetzungsmechanismus 110 sind die gleichen, wie jene, die in der ersten Ausführung gezeigt und in Bezug auf die Fig. 4, 5 und 6 diskutiert sind, und eine weitere Beschreibung davon wird hier weggelassen.

[0171] Fig. 14 und Fig. 15 sind perspektische und Schnittansichten der Zahnstange nach dieser zweiten Ausführung.

[0172] Die Zahnstange 35 ist eine runde Stange mit dem Durchmesser D1, wobei die zweite Stangenverzahnung 334 an einem Längsteil davon ausgebildet ist. Die Länge M des Teils 39, wo die Stangenverzahnung 334 ausgebildet ist, ist lang genug, um ein Verschieben der Zahnstange 35 nach rechts und links nur bis zum maximalen Lenkwinkel der gelenkten Räder 21 zu gestatten (siehe Fig. 1).

[0173] Wie in Fig. 15 gezeigt, ist die Zahnbreite W1 der an der Zahnstange 35 ausgebildeten zweiten Stangenverzahnung 334 größer als der Durchmesser D1 der Zahnstange 35 in jenem Teil der Zahnstange 35, wo die zweite Stangenverzahnung 334 nicht ausgebildet ist, d. h.  $W1 > D1$ .

[0174] Das die zweite Stangenverzahnung 334 bildende Teil 39 hat grundlegend einen halbkreisförmigen Querschnitt, wobei die die Stangenverzahnung bildende Fläche flach ist. Die Dicke T1 ist um einen Betrag reduziert, der mit der Zunahme der Zahnbreite W1 einhergeht. Die Dicke T1 ist die Dicke vom Zahnscheitel der zweiten Stangenverzahnung 334 zur Rückseite der Zahnstange 35, und ist natürlich kleiner als der Durchmesser D1 ( $T1 < D1$ ). Durch diese Vergrößerung des Durchmessers der Zahnstange 35 nur durch Zunahme der Zahnbreite in dem Bereich der Stangenverzahnung 334 kann das Gesamtgewicht der Zahnstange 35 beschränkt werden.

[0175] Die mechanische Festigkeit (Biegefestigkeit und Tragfestigkeit) der zweiten Stangenverzahnung 334 ist in Folge der Vergrößerung der Zahnbreite W1 der Stangenverzahnung 334 stark verbessert. Gleichzeitig gleitet der Teil der Zahnstange 35, wo die Stangenverzahnung 334 nicht ausgebildet ist, nur, um die gelenkten Räder zu drehen, und die Zahnstange braucht daher nur so starr sein wie eine herkömmliche Zahnstange. Weil die Breite der Zahnstange 35

im Bereich des Ritzels 33 und der Stangenverzahnung 34 nur um den Betrag der Zahnbreite W1 erhöht ist und die Dicke T1 dieses Bereichs um einen vergleichbaren Betrag relativ zum Durchmesser D1 der Zahnstange 35 vermindert ist, ist der Stangenverzahnungs-Bildungsteil 39 zur Ritzelseite hin von der Zahnstangenmittellachse L2 hin versetzt (siehe Fig. 13).

[0176] Die Querschnittsfläche des die Verzahnung bildenden Teils 39 ist daher im Wesentlichen identisch mit der Querschnittsfläche der Zahnstange 35, und das Gewicht der Zahnstange 35 ändert sich im Wesentlichen nicht, obwohl die Breite W1 des die Verzahnung bildenden Teils 39 größer ist als der Durchmesser D1 der Zahnstange 35. Es ist daher möglich, das Gesamtgewicht der Zahnstange 35 zu begrenzen.

[0177] Durch Vergrößern der Breite W1 der zweiten Stangenverzahnung 34 ist es möglich, das Gewicht der Zahnstange 35 zu begrenzen, während gleichzeitig die mechanische Festigkeit (Biegefestigkeit und Tragfestigkeit) des zweiten Ritzels 333 und der zweiten Stangenverzahnung 334 wie oben beschrieben erhöht werden.

[0178] Weil ferner die Zahnstange 35 durch die zweite Stangenführung 60 (siehe Fig. 13) von der der zweiten Stangenverzahnung 334 entgegengesetzten Seite her zum zweiten Ritzel 333 gedrückt wird, hat eine Minderung der Dicke T1 keinen praktischen Effekt auf die Biegesteifigkeit der Zahnstange 35.

[0179] Der zweite Zahnstangen- und Ritzelmechanismus und die zweite Stangenverzahnung können plastisch geformte Komponenten sein, wie etwa Schmiedestücke.

[0180] Es folgt nun anhand von Fig. 16 eine Diskussion in Bezug auf den Produktionsmodus der Zahnstange, die in den Fig. 14 und 15 gezeigt ist.

[0181] In (a) von Fig. 16 wird nur das Stangenverzahnungs-Bildungsteil 39 der Stahlstange 35A zu dem gewünschten im Wesentlichen halbkreisförmigen Querschnitt geschmiedet, wie mit der Doppelpunkt-Strichlinie angegeben. Anzumerken ist, dass die Querschnittsfläche A1 hinter der Rückseite 39a des die Verzahnung bildenden Teils 39 im Wesentlichen gleich der Querschnittsfläche A2 des vorstehenden unteren Teils 39b oder oberen Teils 39c des die Verzahnung bildenden Teils 39 ist. Anders gesagt, durch Schmieden des die Verzahnung bildenden Teils 39 auf die Breite W0 sind die Querschnittsflächen A1 und A2 im Wesentlichen identisch, und somit wird die Breite T2 bestimmt. Daher sind die Querschnittsfläche des die Verzahnung bildenden Teils 39, wie mit der Doppelpunkt-Strichlinie angegeben, und die Querschnittsfläche der Stange 35A, wie mit der durchgehenden Linie angegeben, im Wesentlichen gleich, und das Gewicht der Zahnstange 35 ändert sich nicht, obwohl die Breite W des die Verzahnung bildenden Teils 39 größer ist als der Durchmesser der Stange 35A.

[0182] In (b) in Fig. 16 ist eine Schnittansicht des die Verzahnung bildenden Teils 39 gezeigt, das sich aus diesem Schmiedeschritt ergibt.

[0183] Die Oberfläche des die Verzahnung bildenden Teils 39 wird dann spanend geglättet, wie in (c) in Fig. 16 gezeigt. Die zweite Stangenverzahnung 334 wird auf der Flachseite (der die Verzahnung bildenden Seite) 39d durch Walz-Schmieden oder einen anderen Prozess ausgebildet, um die Produktion zu beenden.

[0184] Nun wird auf Fig. 17 Bezug genommen, die schematisch das Zahnprofil von zweitem Ritzel und zweiter Zahnstange zeigt. Die Faserstruktur F des Zahnprofils des zweiten Ritzels 333 und des Zahnprofils der zweiten Stangenverzahnung 334 fließt durchgehend entlang dem Zahnprofil. Diese Faserstruktur F wird allgemein als Metallfasern (Prozessfasern) bezeichnet, und wird im Falle von



Schmiedestück als Metallfließlinien bezeichnet.

[0185] Wie oben angegeben, werden das zweite Ritzel 333 und die zweite Stangenverzahnung 334 plastisch bearbeitet, und das Zahnprofil des Ritzels 333 und der Stangenverzahnung 334 ist ein Kreisbogen.

[0186] Plastisch bearbeitete Komponenten sind bearbeitete Komponenten, die mit einer spezifischen Form und Dimension durch heiße oder kalte plastische Verformung des Materials hergestellt wurden und umfassen z. B. gewalzte Komponenten und geschmiedete Komponenten, wie etwa Walz-Schmiedestücke. Walz-Schmieden ist eine Art Walzprozess und ist als Schmiedeprozess in der vorliegenden Erfindung eingeschlossen. Um die Zahnprofile des zweiten Ritzels 333 und der zweiten Stangenverzahnung 334 mittels Walz-Schmieden zu erreichen, wird ein Werkzeug mit dem gewünschten Zahnprofil allmählich in das Material gepresst, um das spezifizierte Zahnprofil zu erreichen. Walz-Schmieden bietet hohe Produktivität und ermöglicht eine kontinuierliche Produktion.

[0187] Einige Vorteile plastisch bearbeiteter Verzahnungen im Vergleich zu spanend hergestellten Verzahnungen beinhalten das Folgende:

(1) Es kann eine dem Zahnprofil folgende durchgehende Faserstruktur F erhalten werden, wie in Fig. 17 gezeigt, um hierdurch die Festigkeit zu erhöhen und eine größere Biegefestigkeit und Abnutzungsbeständigkeit in den Getriebezähnen im Vergleich zu spanend bearbeiteten Verzahnungen zu erreichen, in der die Faserstruktur F unterbrochen (nicht durchgehend) ist.

(2) In den Zahnflächen entsteht keine Restspannung, wie dies bei spanenden Bearbeitungsprozessen der Fall ist, und daher kommt es zu weniger Verformung während des Härtens. Es ist daher möglich, einen guten Eingriff beizubehalten, ohne das Zahnprofil nach dem Härten zu korrigieren, um die erforderliche Endpräzision in den Kreisbogen-Zahnprofil-Verzahnungen sicherzustellen. Der Herstellungsprozess ist daher verkürzt, und die Produktivität ist verbessert.

(3) Spuren (Bearbeitungsspuren), die durch die Spitzenform und die Förderrate des bei der spanenden Oberflächenbearbeitung verwendeten Werkzeugs festgelegt werden, verbleiben auf den Zahnoberflächen spanend bearbeiteter Verzahnungen.

[0188] Bei mit einem plastischen Prozess hergestellten Verzahnungen verbleiben jedoch keine Bearbeitungsspuren auf der Zahnoberfläche durch die spanende Bearbeitung, können mit einer gleichmäßigen Oberflächenrauigkeit an den Zahnoberflächen hergestellt werden, haben eine glatte Oberflächenrauigkeit auf den Zähnen und sehr kleine Schwankungen der Dimensionspräzision. Die Reibung beim Gleiten der Zahnoberflächen ist daher außerordentlich gering, und der Übertragungswirkungsgrad des Zahnstangen- und Ritzelmechanismus ist hoch, und das Eingriffsgeräusch ist gering.

[0189] Nachfolgend wird der Betrieb der Zahnstange nach der zweiten Ausführung (in Bezug auf die Fig. 14 und 15 beschrieben) im Vergleich zu der Referenzstange beschrieben, die in den Fig. 18 bis 20 gezeigt ist.

[0190] Die in Fig. 18 gezeigte Zahnstange 35 ist eine gerade Stange mit einem Halteteil 35x, das an dem Gehäuse gehalten wird, und einem eine Verzahnung bildenden Teil 39x, wo die Stangenverzahnung 34x ausgebildet ist. Das Halteteil 35x hat einen Kreisquerschnitt mit dem Durchmesser D1. M ist die Länge des die Verzahnung bildenden Teils 39x und L2 ist die Mitte der Zahnstange 35.

[0191] Fig. 19 zeigt das Ritzel 33x in Eingriff mit der

Stangenverzahnung 34x. Das Stangenverzahnungs-Bildungsteil 39x hat einen Kreisquerschnitt mit dem gleichen Durchmesser wie das Halteteil 35x. Anzumerken ist, dass die Zahnbreite W2 der Stangenverzahnung 34x durch den Abstand Z von der Mitte L2 der Referenzabwäzlinie Pi der Stangenverzahnung 34x bestimmt ist. Es ist auch klar ersichtlich, dass die Breite W2 kleiner ist als der Durchmesser D1 des Halteteils 35x ( $W2 < D1$ ).

[0192] Der Wälzkreisdurchmesser des Ritzels 33x ist d2 und der Abstand von der Mitte L1 des Ritzels 33x zur Mitte L2 der Zahnstange 35 ist Y1.

[0193] In der in Fig. 19 gezeigten Schnittansicht des die Verzahnung bildenden Teils 39x seien die Punkte C1 und C2 die Endpunkte der Stangenverzahnungsbreite auch der Referenzabwäzlinie Pi der Stangenverzahnung 34x, und der Punkt C3 sei der Schnittpunkt zwischen dem Außenumfang (Bogen) des die Verzahnung bildenden Teils 39x und einer Linie, die orthogonal zur Referenzabwäzlinie Pi durch den Punkt C2 hindurchgeht. Der Punkt C3 befindet sich auch am Schnittpunkt einer Linie, die durch den Punkt C1 und die Mitte L2 des Querschnitts (Zahnstange 35) hindurchgeht. Das Dreieck, dessen Scheitel C1, C2 und C3 sind, ist daher ein rechtwinkliges Dreieck. Die Länge der Seite C1-C2 ist W2, die Länge der Seite C2-C3 ist  $(2 \cdot Z)$  und die Länge der Seite C1-C3 ist der Durchmesser D1.

[0194] Fig. 20 zeigt dieses rechtwinklige Dreieck der Scheitel C1, C2 und C3. Es ist klar ersichtlich, dass die Länge W2 der Seite C1-C2 mittels der folgenden Gleichung erhalten werden kann.

$$W2 = \sqrt{(D1)^2 - (2 \times Z)^2}$$

[0195] Wie zuvor beschrieben, ist die Zahnbreite W1 der in Fig. 15 gezeigten Stangenverzahnung 34 größer als der Durchmesser D1 des Endes 35g (Halteteil), d. h.  $W1 > D1$ . Wenn der Durchmesser D1 des Halteteils 35g in Fig. 15 gleich dem Durchmesser D1 des Halteteils 35x in der Vergleichs-Zahnstange von Fig. 19 ist, dann ist die Zahnbreite W1 der Stangenverzahnung 334 in der vorliegenden Ausführung größer als die Zahnbreite W2 der Stangenverzahnung 35x in diesem Vergleich.

[0196] Somit ist in der in Fig. 15 gezeigten vorliegenden Ausführung das Stangenverzahnungs-Bildungsteil 39 so ausgebildet, dass die Zahnbreite W1 der zweiten Stangenverzahnung 334 größer ist als die hypothetische Zahnbreite W2 der Stangenverzahnung 334, die durch die Dimension bestimmt ist, die für den Abstand Z spezifiziert ist, das ist der Abstand von der Mitte L2 zur Referenzabwäzlinie Pi der Stangenverzahnung 334, wenn man annimmt, dass das Stangenverzahnungs-Bildungsteil 39 koaxial zur Mitte L2 des Halteteils 35g ist und den gleichen Durchmesser (D1) hat wie das Halteteil 35g. Die Zahnbreite W1 in der in Fig. 15 gezeigten Ausführung beträgt angenähert das 1,5-fache der Zahnbreite W2 des in Fig. 19 gezeigten Vergleichs.

[0197] Weil die Zahnbreite W1 der zweiten Stangenverzahnung 334 vergrößert ist, wie in Fig. 15 gezeigt, ist die mechanische Festigkeit (die Biegefestigkeit und die Tragfestigkeit) der Stangenverzahnung 334 signifikant verbessert. Weil dasjenige Teil der Zahnstange 35, wo die Stangenverzahnung 334 nicht ausgebildet ist, zum Drehen der gelenkten Räder gleiten können muss, muss sie die gleiche Steifigkeit haben wie eine herkömmliche Zahnstange. Daher ist nur die Zahnbreite W1 der Stangenverzahnung 334 vergrößert, und die Dicke T1 ist um einen äquivalenten Betrag reduziert. Weil die Dicke T1 des die Verzahnung bildenden Teils 39 kleiner als der Durchmesser D1 der Zahnstange 35 ist, ist das Stangenverzahnungs-Bildungsteil 39 von der Mitte L2 der Zahnstange 35 zu dem zweiten Ritzel 333 hin

versetzt. Im Ergebnis ist die Querschnittsfläche des die Verzahnung bildenden Teils 39 im Wesentlichen gleich der Querschnittsfläche der Zahnstange 35, und das Gewicht der Zahnstange 35 ändert sich im Wesentlichen nicht, obwohl die Stangenverzahnungsbreite W1 größer ist als der Zahnstangendurchmesser D1. Daher ist es möglich, das Gewicht der Zahnstange 35 zu beschränken.

[0198] Wie aus dem Obigen klar ersichtlich, kann das Gewicht der Zahnstange 35 beschränkt werden, während gleichzeitig die mechanische Festigkeit (Biegefestigkeit und Tragfestigkeit) der Stangenverzahnung 334 erhöht werden kann, und zwar als Folge der Vergrößerung der Zahnbreite W1 der zweiten Stangenverzahnung 334.

[0199] Anzumerken ist auch, dass obwohl die Stangenführung 60 von der der Stangenverzahnung 334 entgegengesetzten Seite her zu dem Ritzel 333 drückt, wie in Fig. 13 gezeigt, wegen der reduzierten Dicke T1 kein praktischer Effekt auf die Biegefestigkeit der Zahnstange 35 vorhanden ist.

[0200] Es folgt nun eine Diskussion eines Zahnstangen- und Ritzelmechanismus in einer elektrischen Servolenkvorrichtung 400 nach einer dritten bevorzugten Ausführung der vorliegenden Erfindung anhand von Fig. 21 bis Fig. 28. Anzumerken ist, dass gleiche Teile in dieser und der ersten Ausführung mit gleichen Bezugswerten identifiziert sind und eine weitere Beschreibung davon weggelassen ist.

[0201] Ein erstes Ritzel 433 und eine erste Stangenverzahnung 434 des ersten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 432 übertragen nur ein Lenkdrehmoment und können daher, wie in der ersten Ausführung, evolvent ausgeführt sein.

[0202] Es wird nun auf Fig. 21 bis Fig. 23 Bezug genommen, die eine Draufsicht und einen Schnitt einer einzelnen Zahnstange und zweier Zahnstangen- und Ritzelmechanismen nach einer zweiten Ausführung darstellen.

[0203] Wie in den Fig. 21 bis 23 gezeigt, ist die Mittellinie L2 die Achse des Endes 35g der Zahnstange 435, die unter normalen Bedingungen an dem Gehäuse 41 gelagert ist. Die Mittellinie L4 ist die Achse des die Verzahnung bildenden Teils 439, wo die ersten und zweiten Stangenverzahnungen 434, 534 an der Zahnstange 435 ausgebildet sind. Die Zahnstange 435 nach dieser bevorzugten Ausführung ist dadurch gekennzeichnet, dass die Mitte L4 des die Verzahnung bildenden Teils 439 um einen Abstand Q zu der den ersten und zweiten Stangenverzahnungen 434, 534 entgegengesetzten Seite hin versetzt ist, d. h. der Rückseite 439f einer Abflachung 439e, an der die ersten und zweiten Stangenverzahnungen 434, 534 ausgebildet sind.

[0204] Wie in Fig. 21 gezeigt, trägt das erste Lager 47 das Ende 35g der Zahnstange 35, d. h. das der zweiten Stangenverzahnung 534 benachbarte Ende. Das zweite Lager 48 trägt das andere Ende 35h der Zahnstange 35, d. h. das der ersten Stangenverzahnung 434 benachbarte Ende, mit einem kleinen Spalt  $\delta$  dazwischen. Wenn das andere Ende 35h, beispielsweise durch Straßenreaktion, um einen Abstand gleich dem Spalt  $\delta$  ausweicht, kann das andere Ende durch das zweite Lager 48 gestützt werden.

[0205] Wie in Fig. 22 und 23 gezeigt, sind die Rückseite 439f der Abflachung 439e, wo die ersten und zweiten Stangenverzahnungen 434, 534 ausgebildet sind, eine gekrümmte konvexe Oberfläche, die auf die Mitte L4 der Zahnstange 35 bezogen ist.

[0206] Fig. 24 ist eine Schnittansicht entsprechend Fig. 4 in Bezug auf die erste Ausführung, erläutert jedoch den Lenkmechanismus 23 nach einer dritten Ausführung.

[0207] Der Lenkmechanismus 23 nach der dritten Ausführung umfasst ein Gehäuse 41, das darin eine Eingangswelle 31, einen Lenkdrehmomentsensor 70 und einen ersten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 432 aufnimmt. Die

obere Öffnung des Gehäuses 41 ist mit einem Deckel 45 verschlossen. Das Gehäuse 41 besitzt ferner eine erste Zahnstangenführung 460.

[0208] Die Rückseite 439f (d. h. die der ersten Stangenverzahnung 434 entgegengesetzten Seite) einer Abflachung 439e, wo die erste Stangenverzahnung 434 an der Zahnstange 35 ausgebildet ist, ist konvex, und wird durch ein konkaves Ende 464a der ersten Zahnstangenführung 460 zu der ersten Stangenverzahnung 434 hin gedrückt.

[0209] Die erste Zahnstangenführung 460 besitzt ein Führungselement 461, das die Rückseite 439g der Zahnstange 35 kontaktiert, sowie einen Einstellbolzen 463, um die Rückseite 461a des Führungselements 461 mittels einer zwischengeschalteten Druckfeder 462 zur Zahnstange 35 hin zu drücken.

[0210] Das Führungselement 461 weist an seinem Ende ein Kontaktelement 464 auf, das eine Verschiebung der Rückseite der Zahnstange 35 dagegen gestattet. Das Kontaktelement 464 kann mit dem Führungselement 461 integral ausgebildet sein. An dem Ende des Kontaktelements 464 ist ein konkaves Ende 464a ausgebildet, und das Führungselement 461 besitzt somit ein konkaves Ende 464a.

[0211] Wenn die erste Stangenverzahnung 434 mit dem ersten Ritzel 433 in Eingriff steht, wie in Fig. 24 gezeigt, drückt das Ende 463a eines Einstellbolzens 463 direkt gegen die Rückseite 461a der Fläche, an der das konkave Ende 464a ausgebildet ist, auf das Führungselement 461 in dieser ersten Zahnstangenführung 460. Anzumerken ist, dass auch eine Haltemutter 465 gezeigt ist.

[0212] Fig. 25 ist eine Schnittansicht entsprechend Fig. 5 in Bezug auf die erste Ausführung, erläutert jedoch einen Drehmoment-Unterstützungsmechanismus 24, der in einer elektrischen Servolenkvorrichtung nach der dritten Ausführung der vorliegenden Erfindung verwendet wird.

[0213] In dem Drehmoment-Unterstützungsmechanismus 24 sind ein Drehmomentbegrenzer, ein Zahn-Unterstützungsmechanismus 110, eine Ritzelwelle 531 sowie ein zweiter Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 532 in einem Gehäuse 41 aufgenommen, dessen Oberöffnung von einem Deckel 45a verschlossen ist.

[0214] Das Gehäuse 41 trägt drehbar die Ober- und Unterteile der Ritzelwelle 531 mittels zweier Lager 551, 552. Das Gehäuse 41 besitzt auch eine zweite Zahnstangenführung 560. Anzumerken ist, dass auch ein Deckelhalterbolzen 553 und ein Schnapping 554 gezeigt sind.

[0215] Die Ritzelwelle 531 besitzt an ihrem Ende ein Gewinde 555, wobei über dem Gewinde 555 am unteren Ende das zweite Ritzel 533 integral ausgebildet ist. Die zweite Stangenverzahnung 534 ist an der Zahnstange 35 ausgebildet. Sowohl das zweite Ritzel 533 als auch die zweite Stangenverzahnung 534 umfassen Schraubverzahnungen. Das Zahnprofil dieser Schraubverzahnungen ist ein Kreisbogen. Dieses Zahnprofil ist das gleiche wie jenes des zweiten Ritzels 133 und der zweiten Stangenverzahnung 134 der ersten Ausführung, und weitere Details davon werden hier weggelassen.

[0216] Die Bewegung in der Achsrichtung der Ritzelwelle 531 wird durch Aufschrauben einer Mutter 556 auf das Gewinde 555 begrenzt. Anzumerken ist, dass in der Figur auch eine Kappenmutter 557 und ein Abstandshalter 559 gezeigt sind.

[0217] Die Rückseite 539f (d. h. die der zweiten Stangenverzahnung 534 gegenüberliegende Seite) einer Abflachung 439e, wo die zweite Stangenverzahnung 534 an der Zahnstange 35 ausgebildet ist, ist konvex und wird durch ein konkaves Ende 564a der zweiten Zahnstangenführung 560 zu der zweiten Stangenverzahnung 534 hin gedrückt.

[0218] Die zweite Zahnstangenführung 560 besitzt ein

Führungselement 561, welches die Rückseite 539f der Zahnstange 35 berührt, sowie einen Einstellbolzen 563 zum Drücken einer Rückseite 561a des Führungselements 561 gegen die Zahnstangen 35 mittels einer Druckfeder 562.

[0219] An dem Ende des Führungselements 561 ist ein Kontaktelement 564 ausgebildet, das eine Verschiebung der Rückseite der Zahnstange 35 dagegen gestattet. Dieses Kontaktelement 564 kann integral mit dem Führungselement 561 geformt sein. Das konkave Ende 564a ist an dem Ende des Kontaktelements 564 ausgebildet, und das Führungselement 561 besitzt somit ein konkaves Ende 564a.

[0220] Wenn die erste Zahnstange 534 mit dem Ritzel 533 in Eingriff steht, wie in Fig. 25 gezeigt, drückt das Ende 563a des Einstellbolzens 563 direkt gegen die Rückseite 561a der Oberfläche, an der das konkave Ende 564a ausgebildet ist, auf das Führungselement 561 in der zweiten Zahnstangenführung 560. Die Bezugszahl 565 bezeichnet eine Haltemutter 565.

[0221] Nachfolgend werden Beziehungen zwischen der Zahnstange und der Zahnstangenführung nach der in den Fig. 24 und 25 gezeigten dritten Ausführung anhand des ersten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 432 und der ersten Zahnstangenführung 460 diskutiert, wie in den Fig. 26 bis 28 gezeigt.

[0222] Die Rückseite 439f einer Abflachung 439e, wo die erste Stangenverzahnung 434 ausgebildet ist, d. h. die der Stangenverzahnung 434 gegenüberliegende Seite der Zahnstange 35, ist konvex, sodass das konkave Ende 464a der ersten Zahnstangenführung 460 die konvexe Fläche zur Zahnstangenseite hin drückt.

[0223] Die erste Zahnstangenführung 460 umfasst ein Führungselement 461, das die Rückseite 439f der Zahnstange 35 berührt, sowie einen Einstellbolzen 463 zum Drücken einer Rückseite 461a des Führungselements 461 mittels einer Druckfeder 462 zu der Zahnstange 35 hin.

[0224] Durch geeignete Einstellung des Einstellbolzens 463 in dem Gehäuse 41 mit der ersten Zahnstangenführung 460 drückt die Druckfeder 462 das Führungselement 461 mit einer geeigneten Kraft gegen die Stangenverzahnung 434, um hierdurch die erste Stangenverzahnung 434 gegen das erste Ritzel 433 zu drücken.

[0225] Die Zahnstange 35 ist aus Stangen Ausgangsmaterial hergestellt, wobei eine Abflachung 439e an jenem Teil ausgebildet ist, die zu dem ersten Ritzel 433 weist. Die erste Stangenverzahnung 434 ist an dieser Abflachung 439e ausgebildet. Die Rückseite 439f der Abflachung 439e, an der die Stangenverzahnung 434 ausgebildet ist, ist eine konvexe Fläche mit einem Bogen, dessen Mitte die Mittelachse L4 des die Verzahnung bildenden Teils 39 ist.

[0226] Das Führungselement 461 besitzt an seinem Ende ein Kontaktelement 464, um zu ermöglichen, dass die Rückseite 439f der Stangenverzahnung 35 glattgängig gleitet. Anzumerken ist, dass das Kontaktelement 434 integral mit dem Führungselement 461 ausgebildet sein kann. Dieses Kontaktelement 464 besitzt ein konkaves Ende 464a. Im Ergebnis besitzt das Führungselement 461 ein konkaves Ende 464a. Anzumerken ist, dass die Bogenkomponenten, die die Form dieses konkaven Endes 464a definieren, einen größeren Radius haben als der Radius der konvexen Kreisbogenfläche der Rückseite 439f. Anzumerken ist, dass auch eine Haltemutter 465 gezeigt ist.

[0227] Fig. 26 und 27 sind Schnittansichten orthogonal zur Achse des die Verzahnung bildenden Teils 439, wo die Stangenverzahnung 434 ausgebildet ist. Die Linie L4 sei die Mitte des die Verzahnung bildenden Teils 439, die Linie L1 die Mitte des Ritzels 433 und die Referenzlinie L5 sei orthogonal zur Linie L1. Wie aus diesen Figuren ersichtlich, sind die oberen und unteren Bögen des konkaven Endes 464a zur

Referenzlinie L5 linear symmetrisch.

[0228] Wenn die Rückseite 439f der Zahnstange 35 das konkave Ende 464a an Kontaktpunkten O1 und O2 berührt, ist M1 die Linie durch den oberen Kontaktpunkt O1 und die Mitte L4, und die Linie M2 geht durch den unteren Kontaktpunkt O2 und die Mitte L4, wobei die Neigung der Linie M1 zur Referenzlinie L5 und die Neigung der Linie M2 zur Referenzlinie L5 beide  $\alpha$  sind. Die Linien M1 und M2 sind auch orthogonal zu Tangenten S des Bogens der Rückseite 439f.

[0229] Fig. 28 ist ein Wirkdiagramm entsprechend Fig. 26 für den Zahnstangen- und Ritzelmechanismus und die Stangenführung.

[0230] Wenn eine Kippkraft in Verbindung mit Lenkvorhängen durch Verwendung von Schraubverzahnungen für das Ritzel 433 und die Stangenverzahnung 434 auftritt oder eine Chassisschwingung auf den Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 432 übergeht, wirkt die Vibration oder Kippkraft auf die Zahnstange 35. Wenn ein kleiner Spalt zwischen dem Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 432 und den zugeordneten Komponenten vorhanden ist, wird die Zahnstange 35 aufgrund dieser Kippkraft merklich oszillieren. Einige Faktoren, die einem solchen Spalt zuzuordnen sind, umfassen Folgendes.

(1) Ein Spalt entwickelt sich durch Abnutzung zwischen den Zahnflächen des Ritzels 433 und der Stangenverzahnung 434.

(2) Wenn eine Last auf den Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 432 einwirkt, entsteht (1) ein extrem kleiner Spalt in den Lagern 51 und 52, die die Eingangswelle 31 tragen (siehe Fig. 24) oder (2) kommt es zu einer leichten elastischen Verformung in dem Führungselement 461, welches aus Harzmaterial hergestellt ist, oder es entsteht Spiel (ein kleiner Spalt) in hierauf bezogenen Teilen.

[0231] Die dritte Ausführung der vorliegenden Erfindung ist dadurch gekennzeichnet, dass die Positionen des ersten und zweiten Kontaktpunkts O1 und O2 zur Mitte L2 der an dem Gehäuse 41 gehaltenen Zahnstange 35 so gesetzt werden, dass ein Kippen des konvexen Teils (der Rückseite 439f) der Zahnstange 35 an dem konkaven Ende 464a begrenzt wird, wenn eine Kippkraft auf die Zahnstange 35 wirkt.

[0232] Insbesondere ist die Rückseite 439f der Zahnstange 35 eine konvexe Fläche mit einem Bogenradius r2, dessen Mitte an der Mitte L4 (Punkt L4) des die Verzahnung bildenden Teils 439 ist, wo die erste Stangenverzahnung 434 ausgebildet ist. Die Positionen der ersten und zweiten Kontaktpunkte O1 und O2 sind daher an der Rückseite 439f, und der Bogenradius r2 dieser konvexen Fläche ist gleich dem Abstand von der Mitte L4 zu den Kontaktpunkten O1 und O2.

[0233] Die Position der Mitte L4 des die Verzahnung bildenden Teils 439 ist um einen Abstand Q von der Mitte L2 der Zahnstange 35 zur Rückseite 439f hin versetzt. Der Abstand von der Mitte L2 zum Kontaktpunkt O2 ist r1 und der Abstand r1 ist der Kippradius, wenn eine Kippkraft auf die Zahnstange 35 wirkt. Natürlich ist der Kippradius L1 größer als der Bogenradius r2 ( $r1 > r2$ ).

[0234] Wenn sich die Zahnstange 35 gemäß der Figur von der Mitte L2 im Uhrzeigersinn zu drehen versucht (in Richtung des Pfeils Ru), wird die Rückseite 439f durch das konkave Ende 464a am Kontaktpunkt O2 gestützt. Daher kann die Zahnstange 35 daher nicht kippen. Ähnlich, wenn sich die Zahnstange 35 gemäß der Figur von der Mitte L2 im Uhrzeigersinn zu drehen versucht, wird die Rückseite 39f

durch das konkave Ende 464a am Kontaktpunkt O1 gestützt. Daher kann die Zahnstange 35 wiederum nicht kippen.

[0235] Die Zahnstange 35 ist so aufgenommen, dass an dem Gehäuse 41 in Längsrichtung gleiten, jedoch darin nicht kippen kann. Ferner kippt die Zahnstange 35 auch dann nicht, wenn während des Lenkens eine Kippkraft auf die Zahnstange 35 wirkt. Die erste Stangenverzahnung 434 wird daher zum ersten Ritzel 433 schräg gestellt, und es kann eine hohe Eingriffspräzision des Ritzels 433 und der Stangenverzahnung 434 erhalten werden.

[0236] Die erste Zahnstangenführung 460 ist dadurch gekennzeichnet, dass ein Ende 463a des Einstellbolzens 463 direkt gegen die Rückseite 461a des Führungselements 461 drückt, d. h. das Ende, das dem entgegengesetzt ist, wo das konkave Ende 464a gebildet ist, wenn die erste Stangenverzahnung 434 mit dem ersten Ritzel 433 in Eingriff steht, wie in Fig. 28 gezeigt.

[0237] Der in Bezug auf die Fig. 26 bis 28 erläuterte Betrieb trifft auch auf den zweiten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 532 und die zweite Zahnstangenführung 560 zu, wie in Fig. 25 gezeigt.

[0238] Die Fig. 29 bis 31 erläutern eine erste Variante des Zahnstangen- und Ritzelmechanismus nach der dritten Ausführung. Die Erläuterung folgt anschließend an dem ersten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 432 und der ersten Zahnstangenführung 460 als Beispiele.

[0239] Fig. 29 ist eine Teilperspektivansicht einer ersten Variante der Zahnstange, wobei nur die erste Stangenverzahnung dargestellt ist.

[0240] In einer Zahnstange 35 nach dieser ersten Variante ist die Mitte L4 des die Verzahnung bildenden Teils 39, wo die erste Stangenverzahnung 434 ausgebildet ist, um einen Abstand Q zur Seite der Stangenverzahnung hin von der Mitte L2 von am Gehäuse 41 gehaltenen rechten und linken Enden 35g und 35h versetzt ausgebildet (siehe Fig. 21).

[0241] Fig. 30 ist eine Schnittansicht des ersten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus 432 und der ersten Stangenführung 460 in der elektrischen Servolenkvorrichtung nach dieser ersten Variante. Die Rückseite der Abflachung 439e, wo die Stangenverzahnung 434 an der Zahnstange 35 ausgebildet ist, kombiniert eine gekrümmte konvexe Oberfläche 439f, deren Bogenmitte der Punkt L4 ist, d. h. die Mitte L4 der Zahnstange 35, und einen davon abstehenden geradlinigen Vorsprung 439g, der zur Rückseite, d. h. von dem Ritzel 433 weg, entlang der Referenzlinie L5 absteht.

[0242] Das konkave Ende 464a hat eine verjüngte Form mit zwei flachen Oberflächen, die die gekrümmte Rückseite 439f an ersten und zweiten Kontaktpunkten O1 und O2 berühren. Diese zwei flachen Oberflächen sind somit Tangenten zur gekrümmten Rückseite 439f an den ersten und zweiten Kontaktpunkten O1 und O2. Eine Mittelvertiefung 464b ist in der Mitte dieser Verjüngung ausgebildet, um den geradlinigen Vorsprung 439g aufzunehmen.

[0243] Wie in Fig. 31 gezeigt und oben in der dritten Ausführung in Bezug auf Fig. 28 beschrieben, sind die Positionen der ersten und zweiten Kontaktpunkte O1 und O2 relativ zur Mitte L2 der vom Gehäuse 41 gehaltenen Zahnstange 35 so gesetzt, dass ein Kippen des konvexen Teils (der Rückseite 439f) der Zahnstange 35 an dem konkaven Ende 464a beschränkt ist, wenn eine Kippkraft auf die Zahnstange 35 wirkt.

[0244] Die Position der Mitte L4 des die Verzahnung bildenden Teils 39 ist um einen Abstand Q von der Mitte L2 der am Gehäuse 41 gehaltenen Zahnstange 35 zur Stangenverzahnung 434 hin versetzt. Der Kippradius r1 ist daher kleiner als der Bogenradius r2 ( $r1 < r2$ ).

[0245] Wenn die Zahnstange 35 versucht, sich gemäß der Figur von der Mitte L2 im Uhrzeigersinn zu drehen (in

Richtung des Pfeils Ru), wird die Rückseite 439f durch das konkave Ende 464a am Kontaktpunkt O1 gestützt. Die Zahnstange 35 kann daher nicht kippen. Ähnlich, wenn die Zahnstange 35 versucht, gemäß der Figur von der Mitte L2 im Gegenuhrzeigersinn zu rollen, wird die Rückseite 439f durch das konkave Ende 464a am Kontaktpunkt O2 gestützt. Daher kann die Zahnstange 35 wiederum nicht kippen.

[0246] Die Zahnstange 35 ist so aufgenommen, dass sie an dem Gehäuse 41 längs gleiten, jedoch darin nicht kippen kann.

[0247] Fig. 32 zeigt eine weitere Variante der in den Fig. 29 bis 31 gezeigten ersten Variante.

[0248] Diese zweite Variante ist gekennzeichnet durch ein Kontaktelement 434A, das an dem Führungselement 461 mittels einer Spindel 467 drehbar gehalten ist. Dieses Kontaktelement 464A ersetzt das in Fig. 30 gezeigte Kontaktelement 464. Dieses Kontaktelement 464A ist ein Drehkörper, der an der Spindel 467 drehbar gehalten ist, die parallel zur Mittel L1 des Ritzels 433 angeordnet ist. Das verjüngte konkave Ende 464a ist um die Außenseite des Kontaktelements 464A herum ausgebildet.

[0249] Eine elektrische Servolenkvorrichtung umfasst eine Zahnstange (35) mit zwei Stangenverzahnungen (34, 134), einen ersten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus (32) zum Übertragen eines Lenkdrehmoments auf die Zahnstange sowie einen zweiten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus (132) zum Übertragen eines Hilfsdrehmoments auf die Zahnstange. Der zweite Zahnstangen- und Ritzelmechanismus umfasst ein Ritzel (133) und eine Stangenverzahnung (134), die beide Schraubverzahnungen sind, sodass ein großes Drehmoment auf die Zahnstange übertragen werden kann. Die Zähne des Ritzels und der Stangenverzahnung sind bogenprofiliert. Die bogenprofilierten Zähne kämmen miteinander durch eine große Kontaktfläche ihrer konkaven und konvexen Oberflächen und daher mit einem reduzierten Kontaktdruck im Vergleich zu einem Evolventenzahnprofil. Die bogenprofilierten Zähne haben somit eine erhöhte Oberflächenermüdungsfestigkeit, Biegefestigkeit und Biegeermüdungsfestigkeit und können ein Hilfsdrehmoment zufriedenstellend auf die Zahnstange übertragen. Ferner sind sie ausreichend dauerhaft, um eine Motorträgheits-Drehmomentlast auszuhalten.

#### Patentansprüche

1. Elektrische Servolenkvorrichtung, umfassend: eine Zahnstange (35) zum Lenken gelenkter Räder (21, 21), wobei die Zahnstange eine ersten Stangenverzahnung (34) und eine zweite Stangenverzahnung (134) aufweist, die axial getrennt davon vorgesehen sind; einen ersten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus (32) zum Übertragen eines Lenkdrehmoments, das durch Drehen eines Lenkrads (11) erzeugt wird, auf die Zahnstange; einen Elektromotor (82) zum Erzeugen eines Hilfsdrehmoments entsprechend dem Lenkdrehmoment; und einen zweiten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus (132), der aus einem Ritzel (133) und der zweiten Stangenverzahnung aufgebaut ist, zum Übertragen des Hilfsdrehmoments über einen Zahn-Untersetzungsmechanismus (110) auf die Zahnstange, wobei das Ritzel und die Stangenverzahnung des zweiten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus beide Schraubverzahnungen sind, wobei eine der Schraubverzahnungen ein Zahnprofil aufweist, bei dem zumindest eine Zahnkopffläche (133f, 134a) ein Kreisbogen ist, der allgemein auf einer Referenzabwärtslinie ( $\pi$ ) zentriert ist, wobei die

andere der Schraubverzahnungen ein Zahnprofil aufweist, bei dem zumindest eine Zahnfußfläche (133g, 134b) ein Kreisbogen ist, der allgemein auf der Referenzabwärtzlinie zentriert ist.

2. Elektrische Servolenkvorrichtung nach Anspruch 1, wobei die Zähne des Ritzels des zweiten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus einen Schraubwinkel ( $\theta$ ) aufweisen, der so gesetzt ist, dass er kleiner als ein Reibwinkel ( $\rho$ ) der Schraubverzahnungen ist.

3. Elektrische Servolenkvorrichtung nach Anspruch 1, wobei der Zahn-Untersetzungsgetriebemechanismus (110) eine Kombination eines Antriebszahnrad (112) und eines Abtriebszahnrad (113) aufweist, wobei die Zahnoberflächen des Antriebszahnrad oder die Zahnoberflächen des Abtriebszahnrad oder beide mit einer Beschichtung aus reibungsminderndem Material beschichtet sind, wobei das Antriebszahnrad und das Abtriebszahnrad ohne Lose miteinander in Eingriff stehen.

4. Elektrische Servolenkvorrichtung nach Anspruch 1, ferner umfassend einen Drehmomentbegrenzer (90), der zwischen dem Motor (82) und dem Zahn-Untersetzungsgetriebemechanismus (110) angeordnet ist.

5. Elektrische Servolenkvorrichtung nach Anspruch 1, ferner umfassend einen Lenkdrehmomentsensor (70) zum Erfassen eines Lenkdrehmoments, wobei der Lenkdrehmomentsensor ein magnetostriktiver Sensor zum Erfassen von Magnetostruktion einer Ritzelwelle des ersten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus (32) ist.

6. Elektrische Servolenkvorrichtung nach Anspruch 1, wobei das Ritzel (133) und/oder die Stangenverzahnung (134) des zweiten Zahnstangen- und Ritzelmechanismus (132) aus einem geschmiedeten oder anderweitig plastisch bearbeiteten Teil gebildet ist.

7. Elektrische Servolenkvorrichtung nach Anspruch 1, wobei die Zahnstange (35), an der die Stangenverzahnung ausgebildet ist, so angeordnet ist, dass eine Rückseite an einer Seite, die jener entgegengesetzt ist, an der die Stangenverzahnung ausgebildet ist, durch einen Einstellbolzen (63, 163) über ein zwischengeschaltetes Zahnstangenführungselement (61, 161) und eine Druckfeder (62, 162) zu dem Ritzel hin gedrückt wird, wobei die Rückseite des Zahnstangenführungselements direkt von dem Einstellbolzen unter Druck gesetzt wird, wenn das Ritzel und die Stangenverzahnung miteinander in Eingriff stehen.

8. Elektrische Servolenkvorrichtung nach Anspruch 1, wobei die Zahnstange (35), an der die erste Stangenverzahnung (434) und die zweite Stangenverzahnung ausgebildet sind, in einem Gehäuse (41) nicht kippbar und in dessen Längsrichtung verschiebbar aufgenommen ist.

9. Elektrische Servolenkvorrichtung nach Anspruch 8, wobei eine Rückseite der Zahnstange (35), die der Fläche entgegengesetzt ist, an der die Stangenverzahnung ausgebildet ist, konvex ist (439f), und wobei eine Stangenführung (460) angeordnet ist, die ein konkaves Ende (464) zum Berühren der konvexen Rückseite an Kontaktpunkten (O1, O2) aufweist und die konvexe Rückseite der Zahnstange zu der Stangenverzahnung hin drückt, wobei die Kontaktpunkte in Bezug auf die von dem Gehäuse (41) gehaltene Zahnstange derart gesetzt sind, dass das konkave Ende ein Verkippen des konvexen Teils der Zahnstange beschränkt, wenn eine Kippkraft auf die Zahnstange wirkt, und die Zahnstange hierdurch in dem Gehäuse nicht kippbar aufgenommen ist.

10. Elektrische Servolenkvorrichtung nach Anspruch 9, wobei die Zahnstangenführung (460) das Führungselement (461) mit dem konkaven Ende (464) zur Seite der Zahnstange mittels eines Einstellbolzens (463) durch eine zwischengeschaltete Druckfeder (462) drückt, wobei der Einstellbolzen direkt auf eine Rückseite der Oberfläche, an der das konkave Ende ausgebildet ist, zu dem Führungselement drückt, wenn das Ritzel und die Stangenverzahnung in Eingriff stehen.

11. Elektrische Servolenkvorrichtung nach Anspruch 1, in der ein Halteteil (35g), durch das die Zahnstange (35) an dem Gehäuse (41) über zwischengeschaltete Lager (47, 48) gehalten wird, und ein Stangenverzahnungs-Bildungsteil (39), an dem die Stangenverzahnung ausgebildet ist, an der Zahnstange angeordnet sind, wobei: wenn ein zur Achse des Stangenverzahnungs-Bildungsteils orthogonaler Querschnitt ein Kreisquerschnitt mit gleichem Durchmesser wie das Halteteil ist und der Abstand von der Mitte des Kreisquerschnitts zu der Referenzabwärtzlinie ( $P_i$ ) auf eine spezifische Dimension gesetzt ist, die tatsächliche Zahnbreite ( $W_1$ ) der Stangenverzahnung größer ist als die durch die spezifische Dimension bestimmte Stangenverzahnungsbreite ( $W_2$ ).

12. Elektrische Servolenkvorrichtung nach Anspruch 11, wobei die Zahnbreite ( $W_1$ ) der an der Zahnstange (35) ausgebildeten Stangenverzahnung größer ist als der Durchmesser ( $D_1$ ) der Zahnstange in jenem Teil, wo die Stangenverzahnung nicht ausgebildet ist.

---

Hierzu 26 Seite(n) Zeichnungen

---



- Leerseite -

FIG. 1

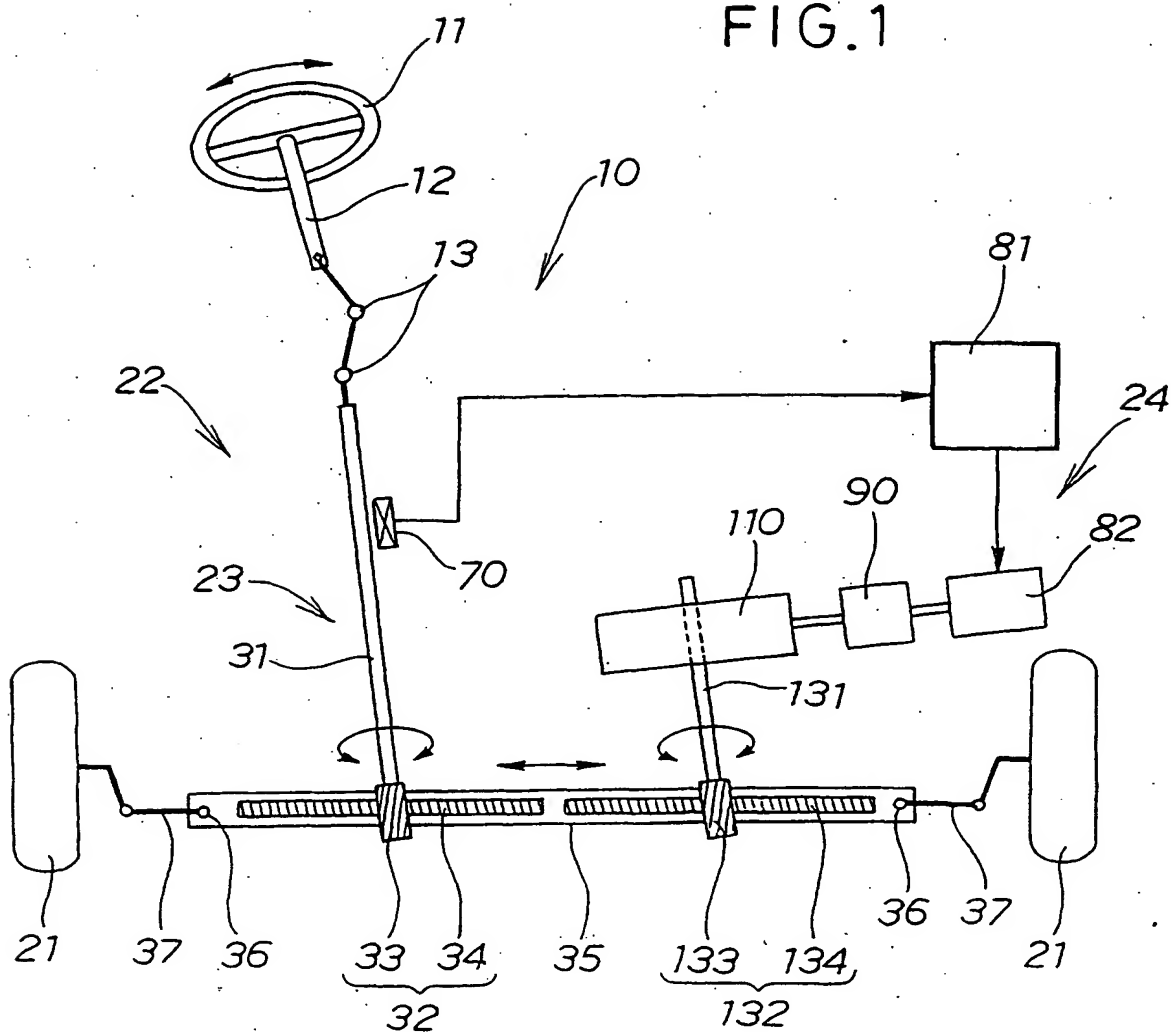


FIG. 2A

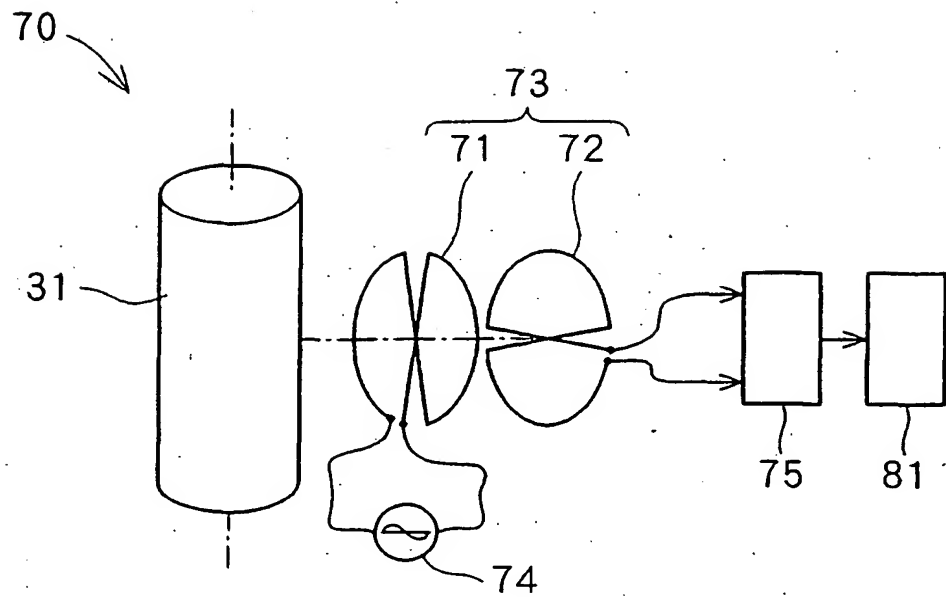
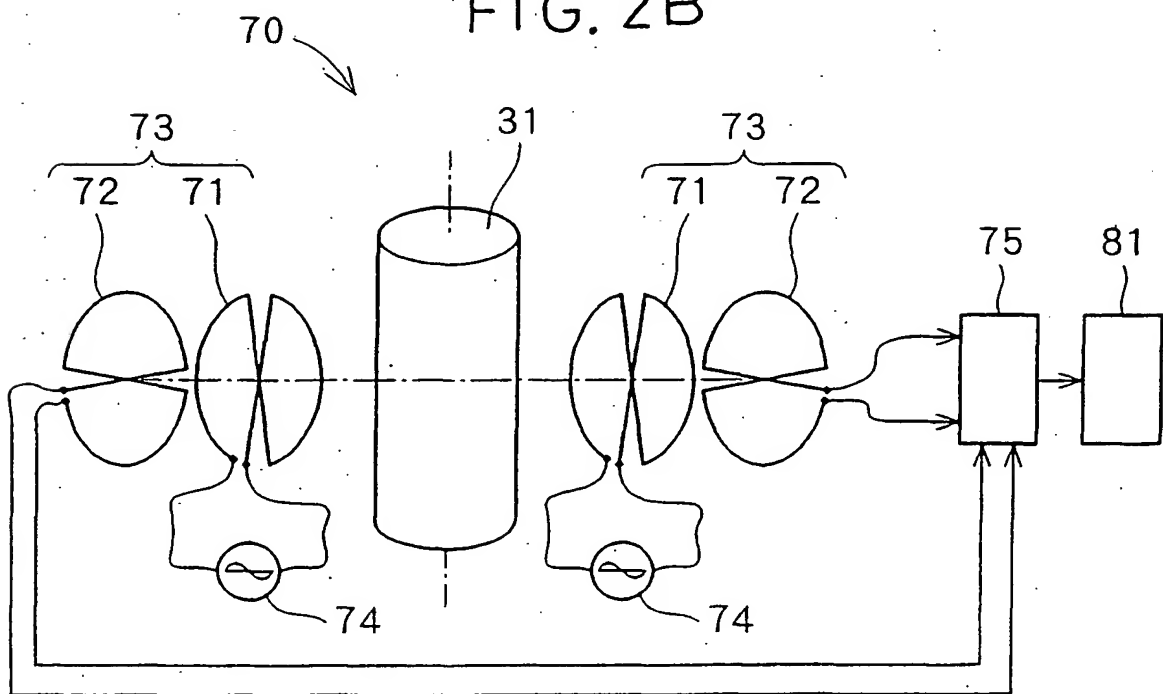
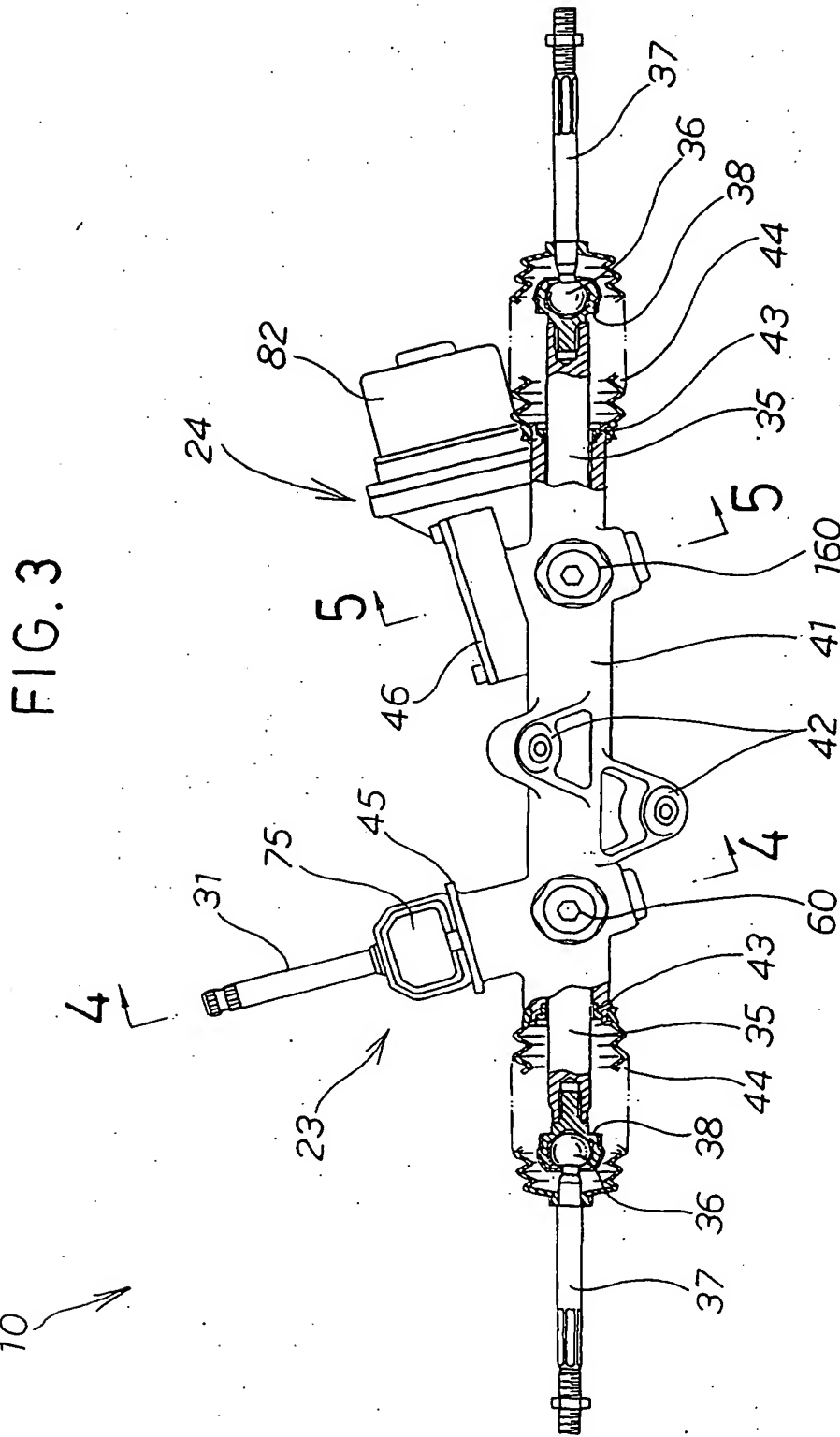


FIG. 2B





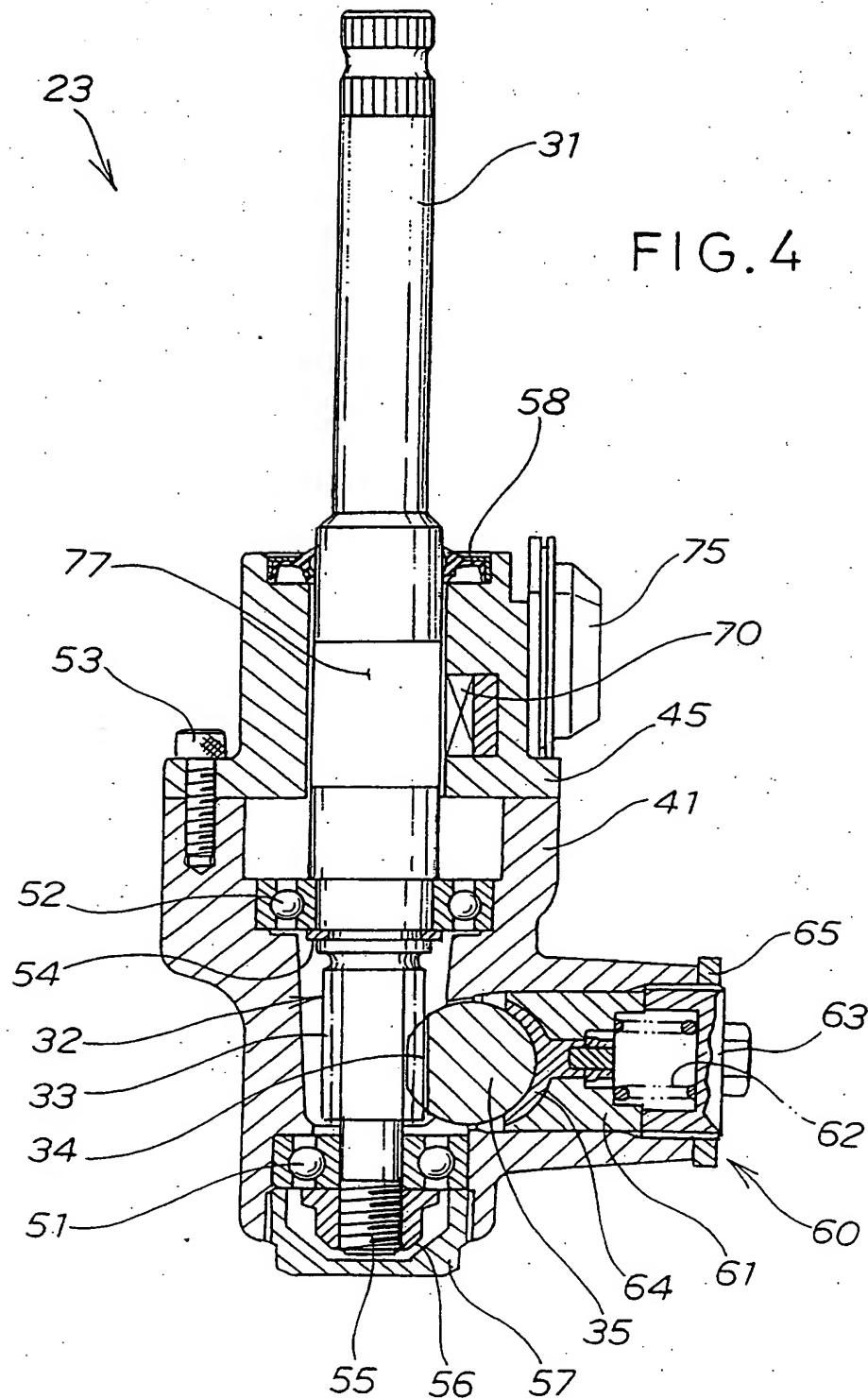
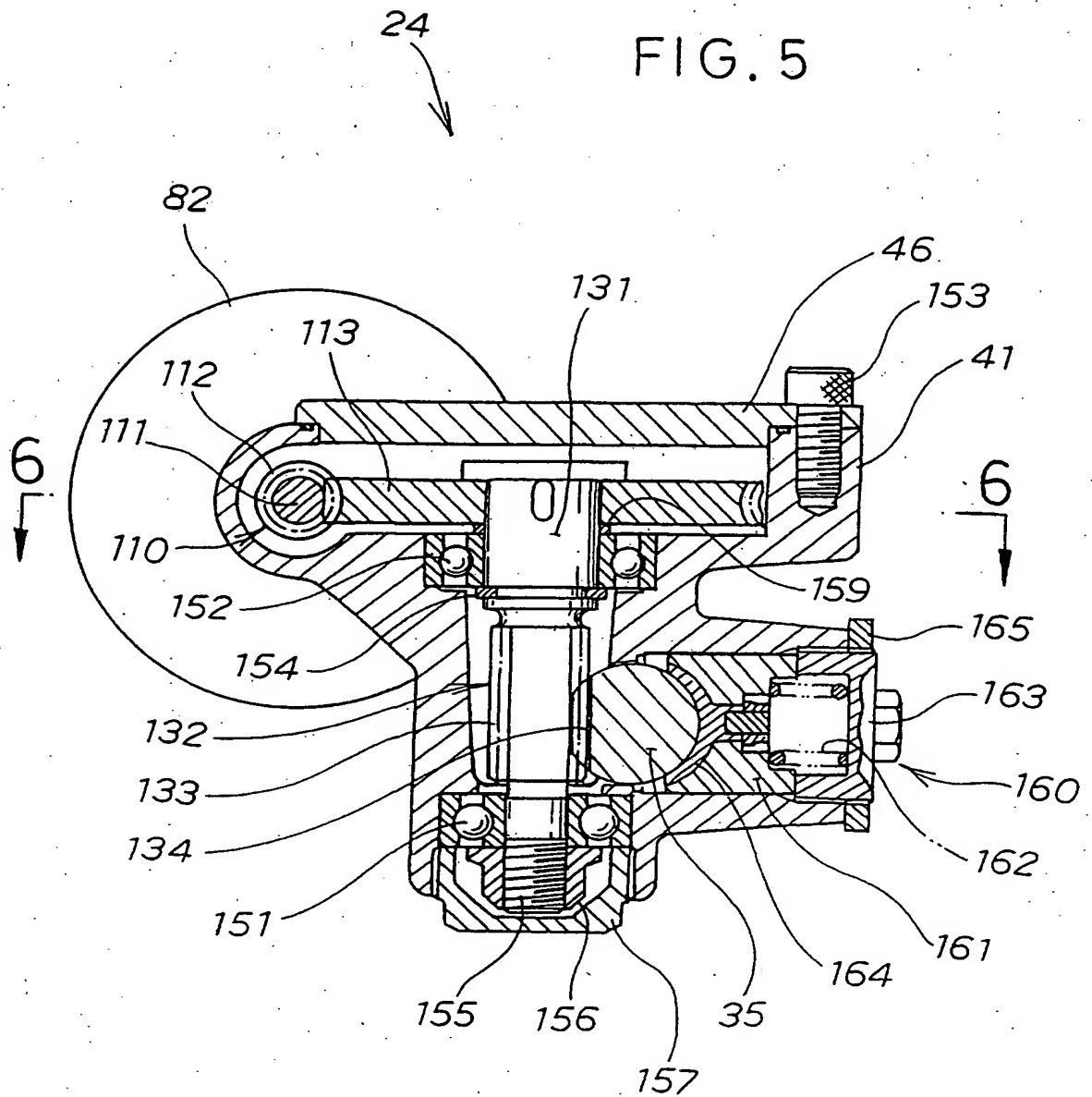




FIG. 5



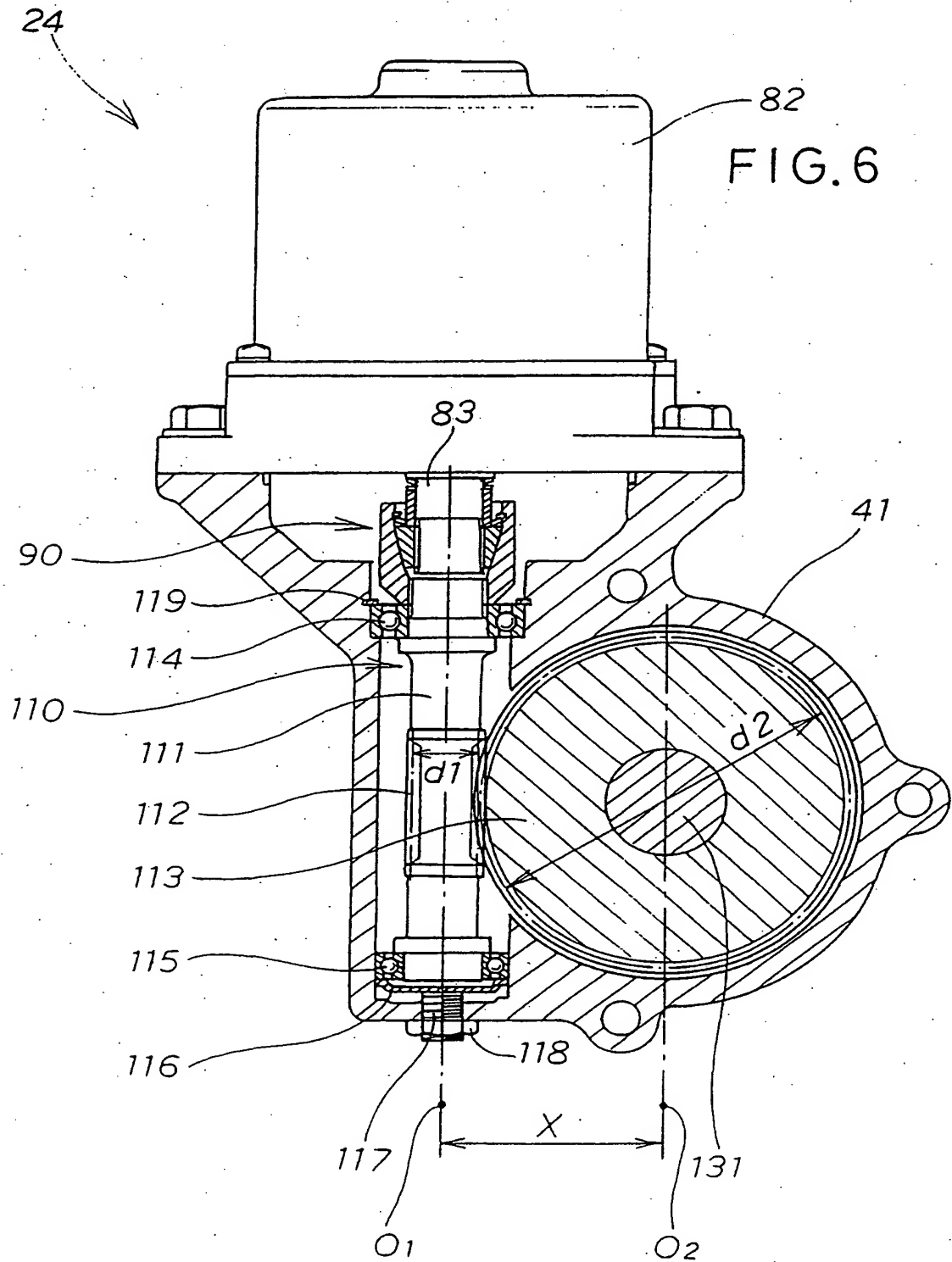
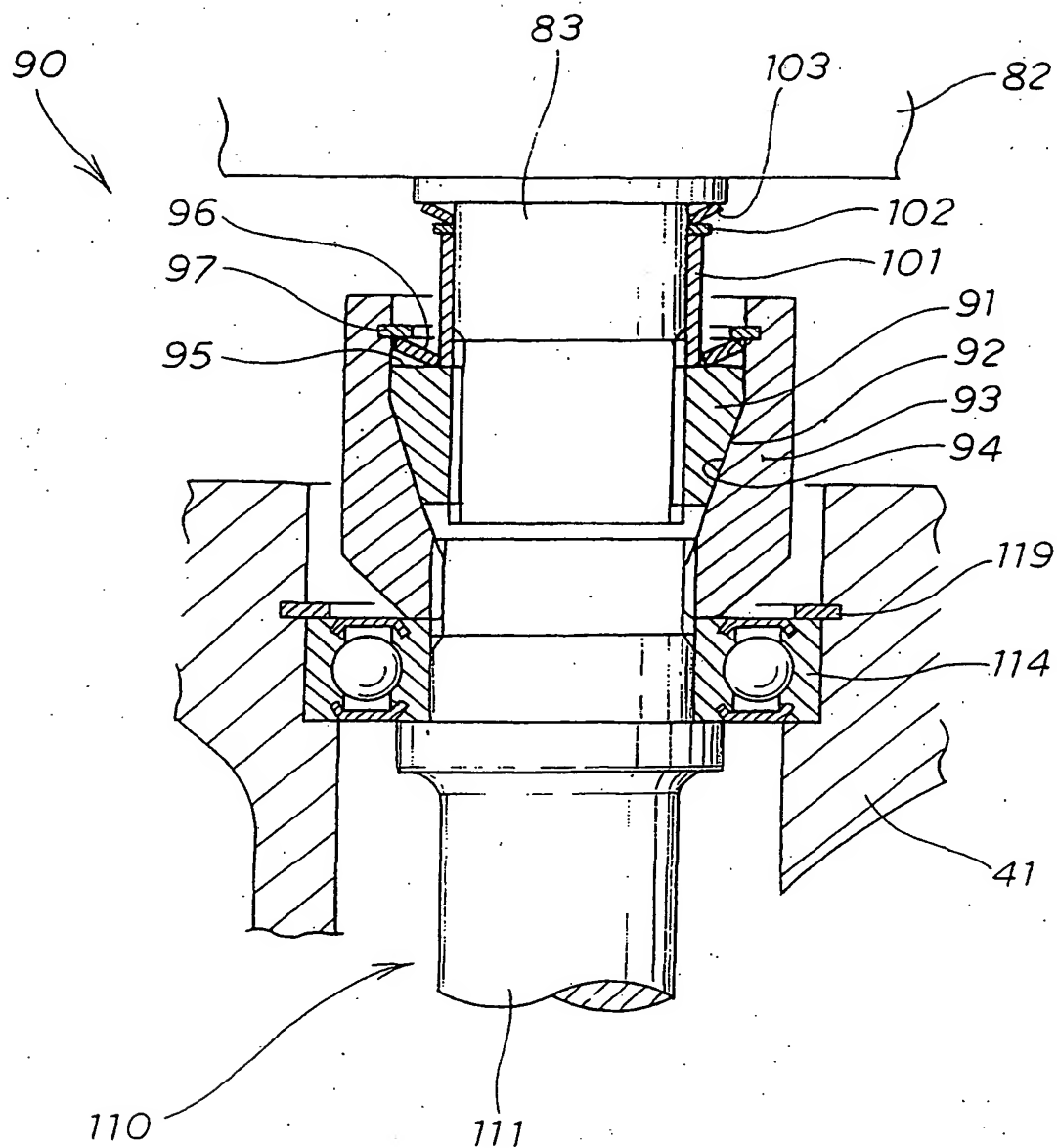
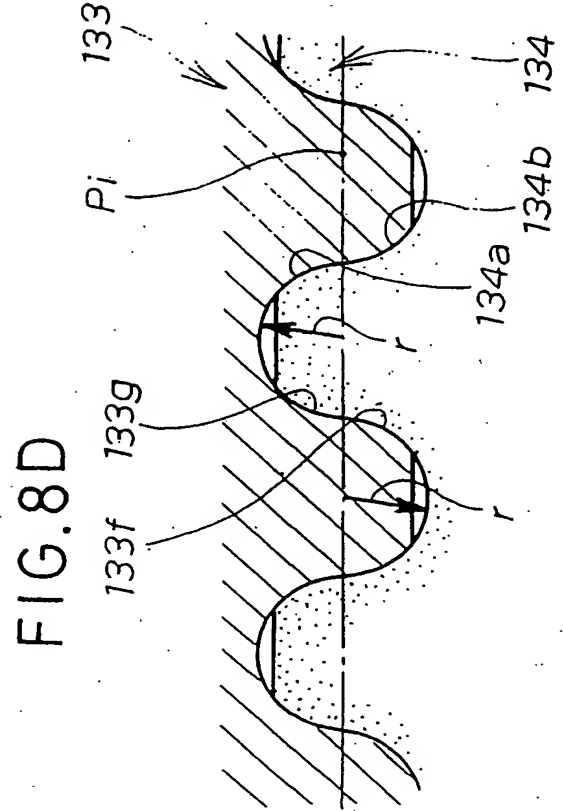
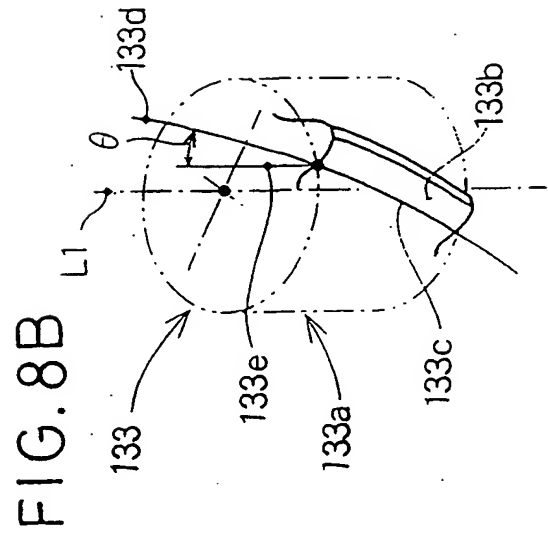
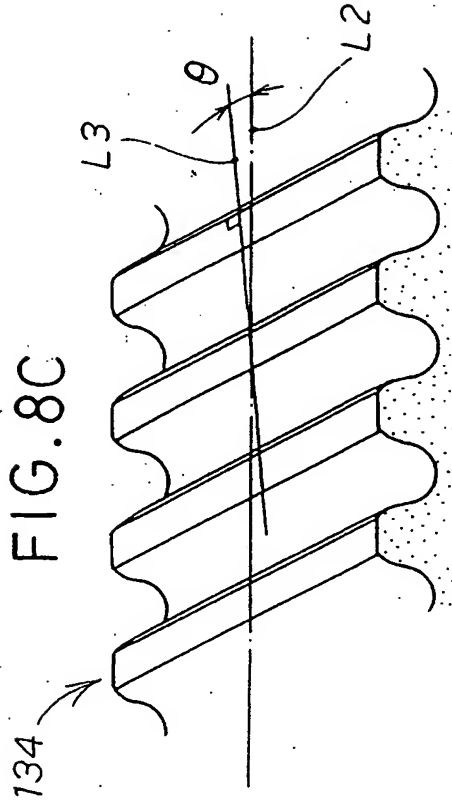
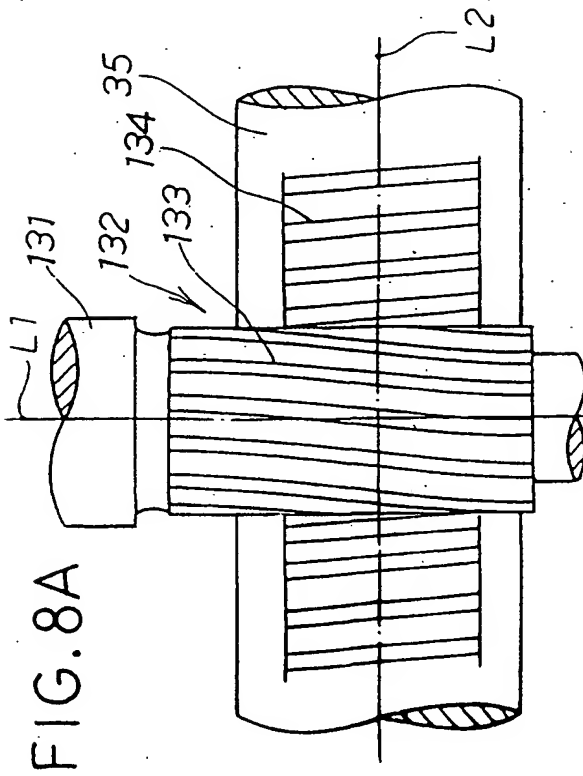


FIG. 7





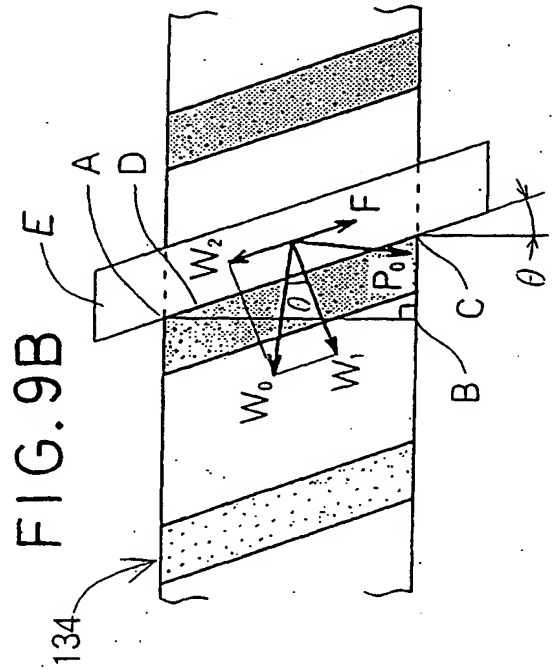
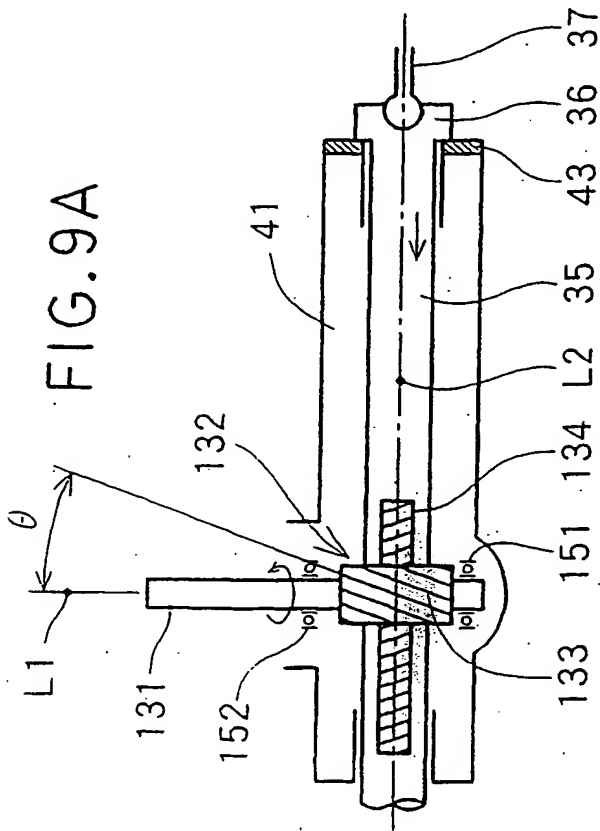
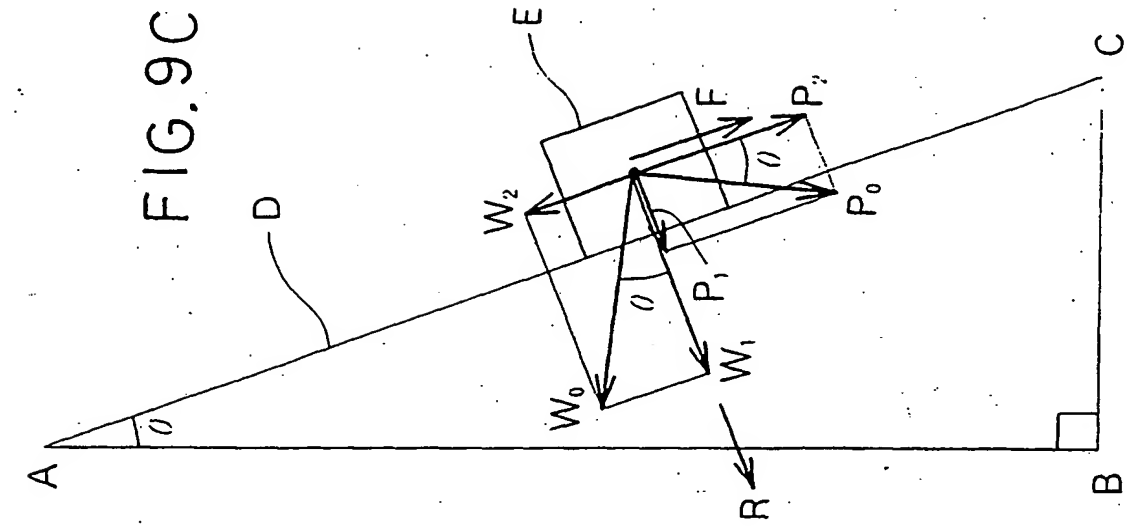




FIG. 10A

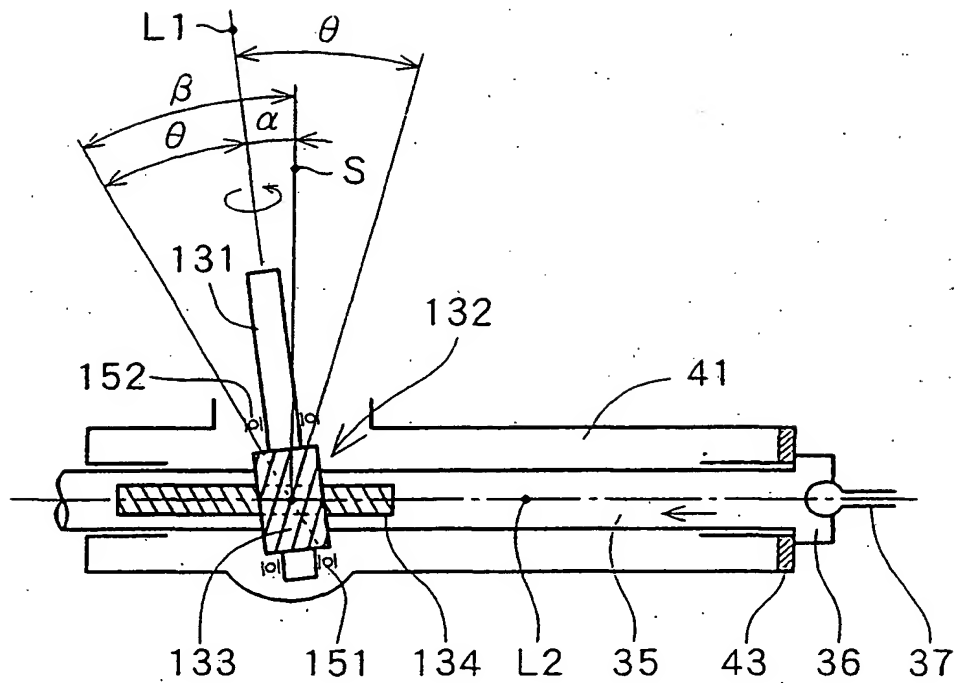


FIG. 10B

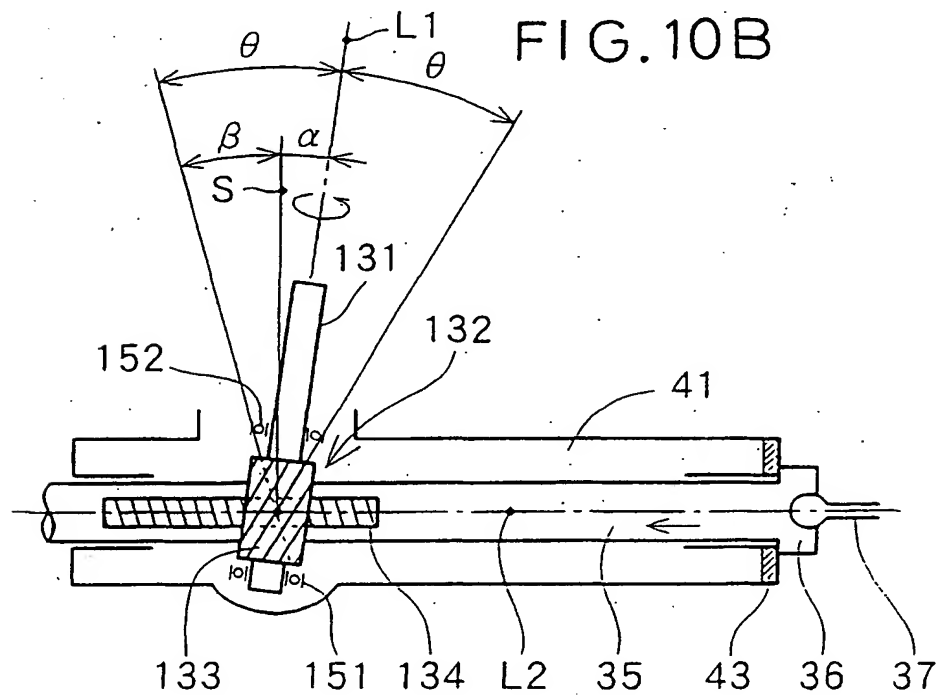


FIG.11

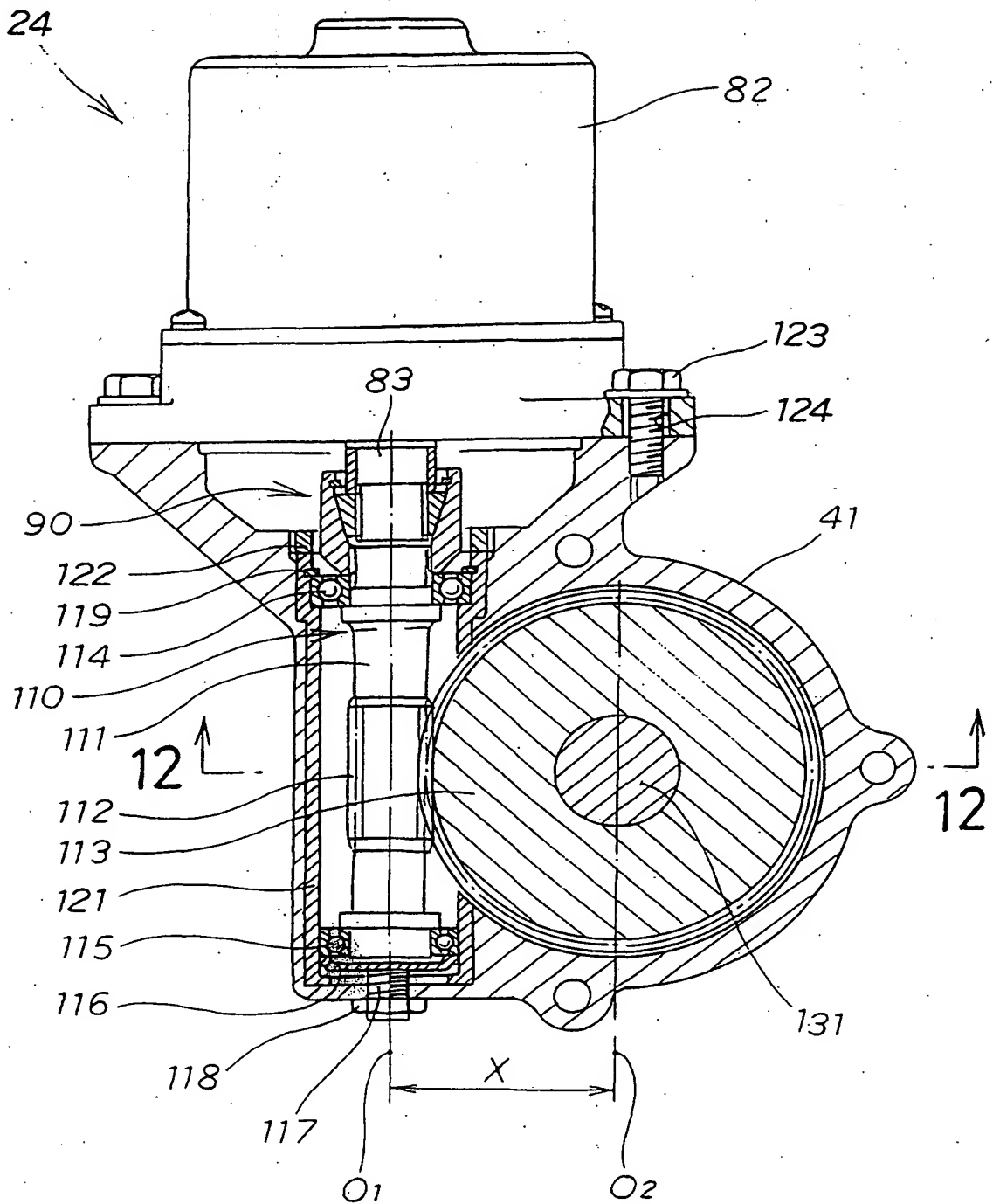


FIG.12

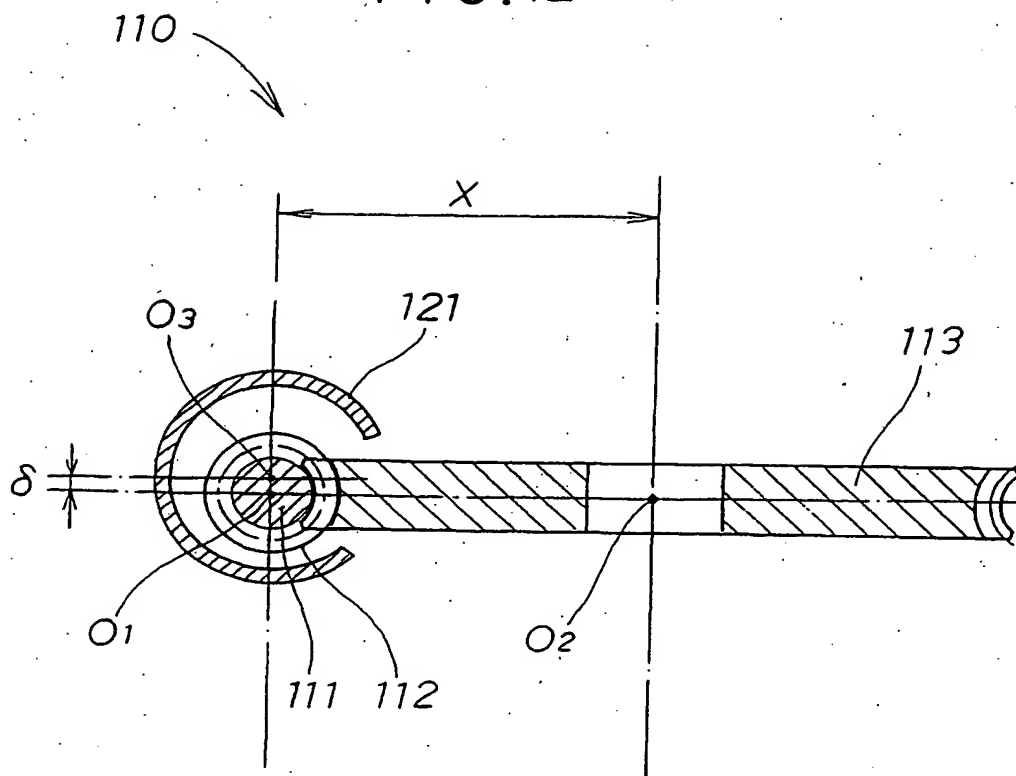


FIG. 13

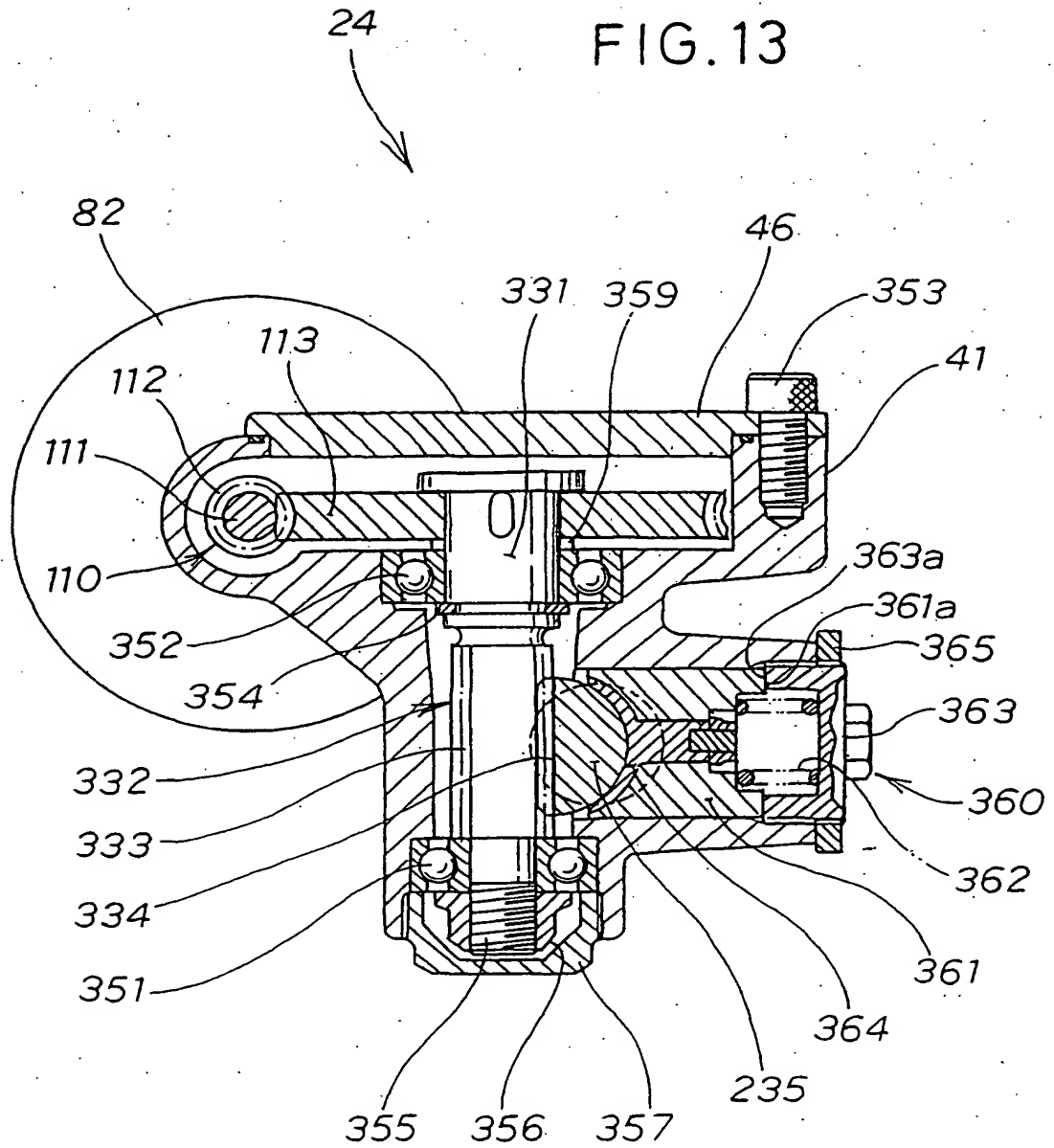


FIG. 14

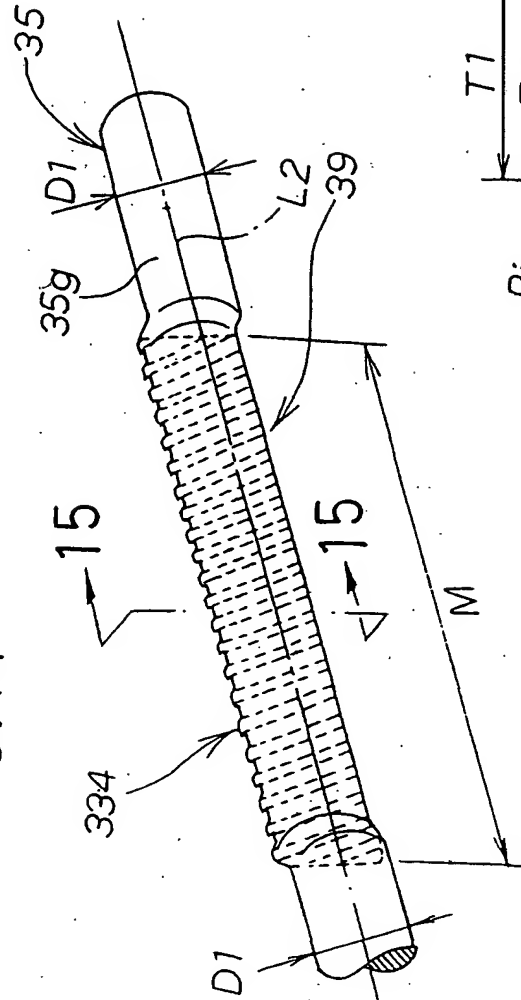


FIG. 15

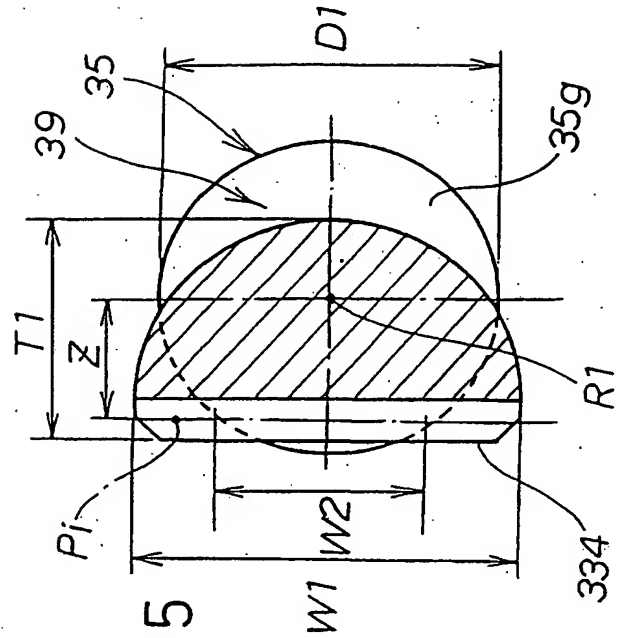


FIG.16

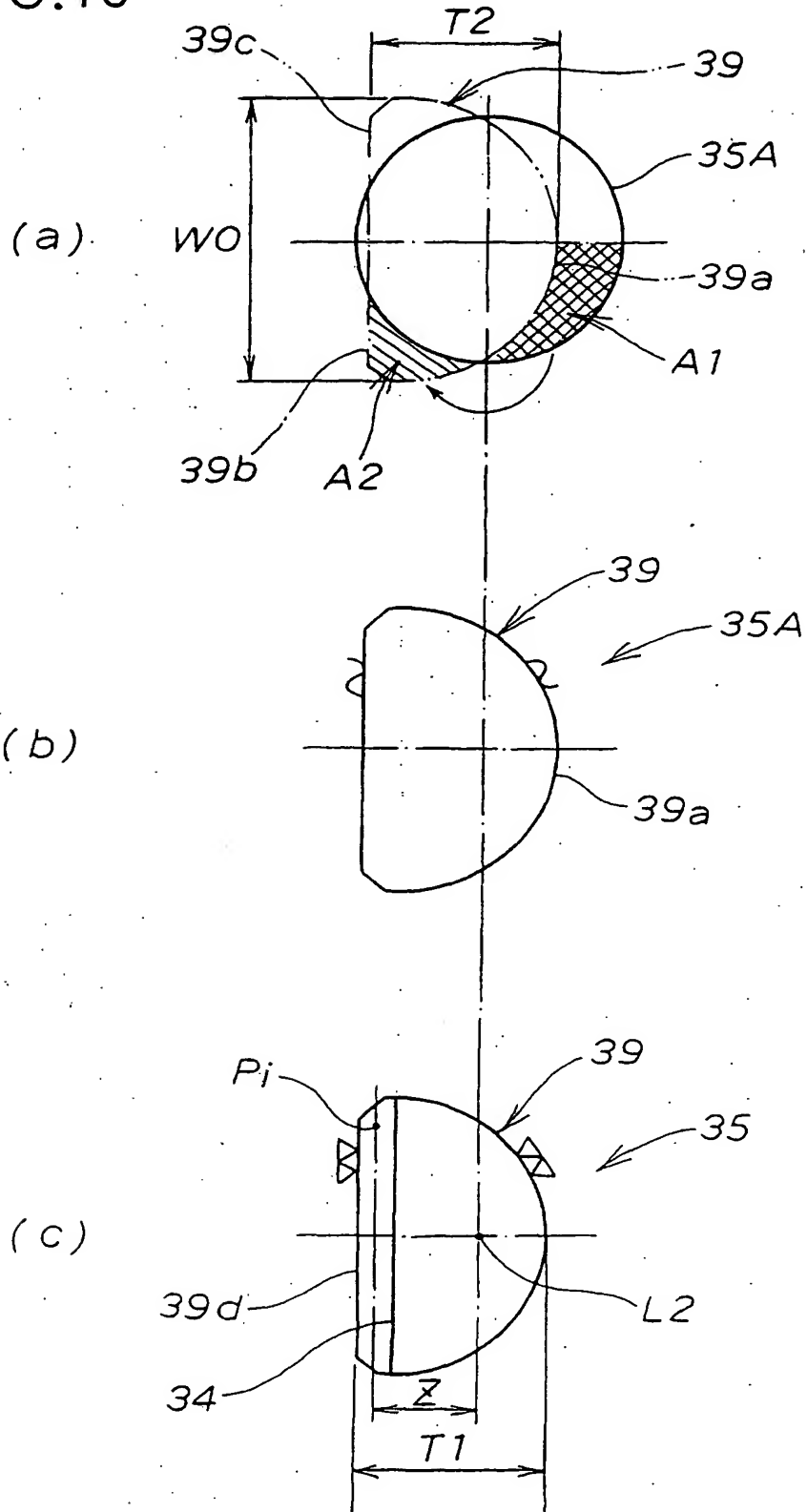


FIG.17

333,334

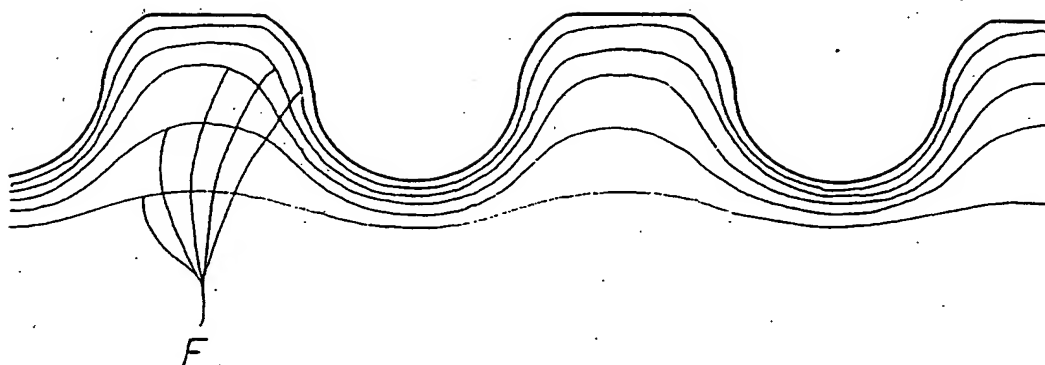


FIG.18

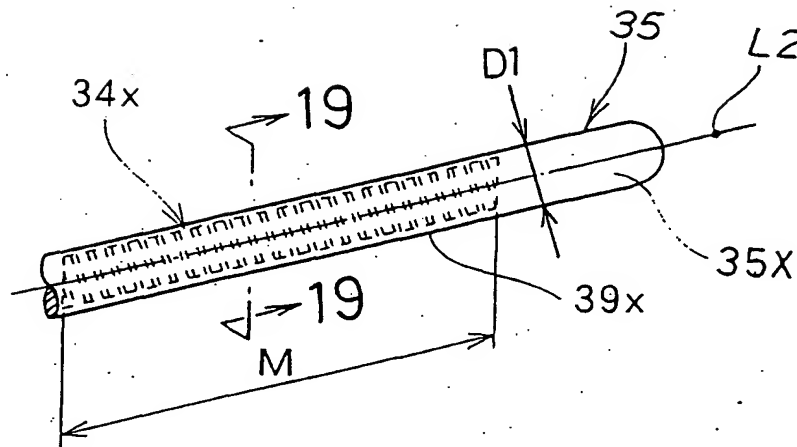


FIG.19

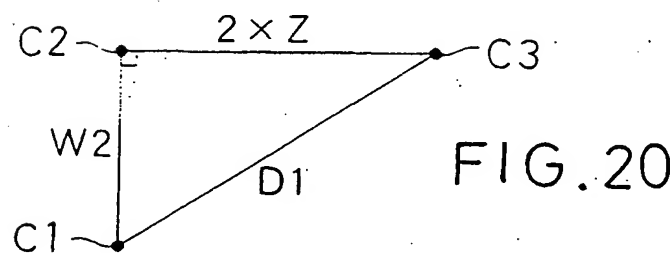
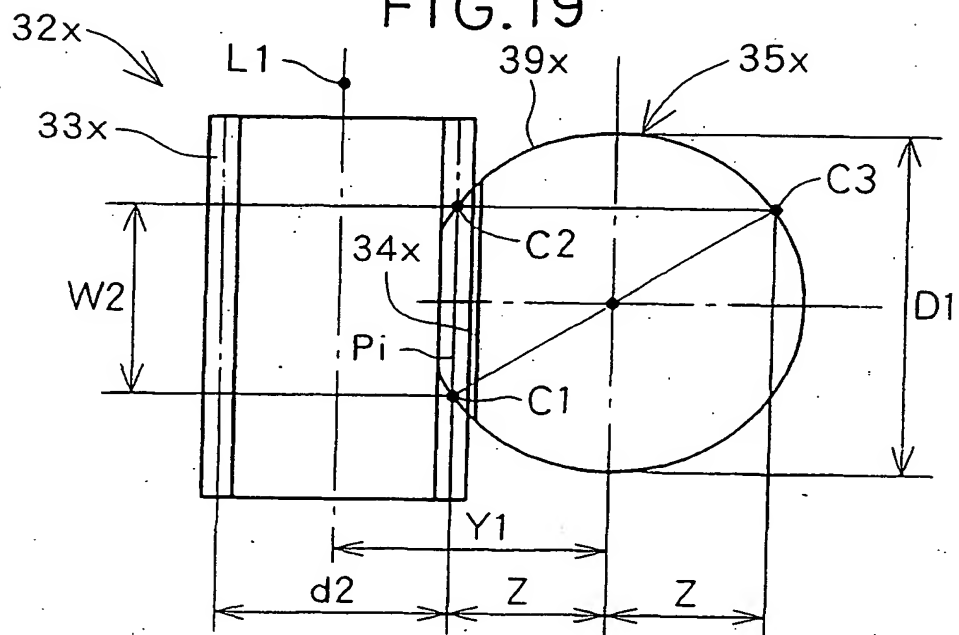
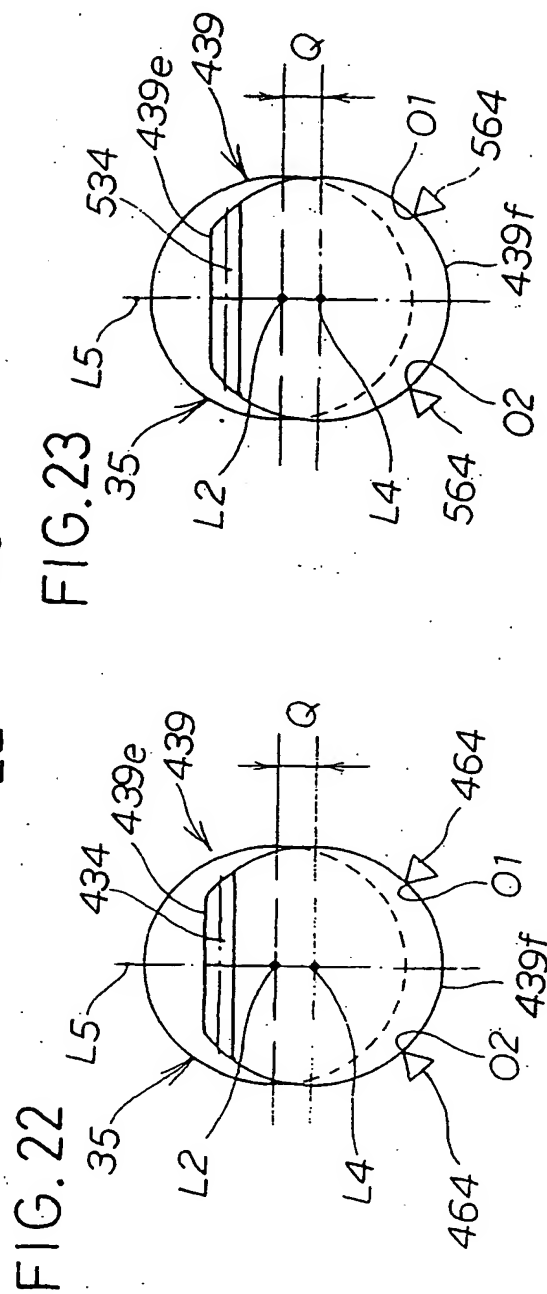
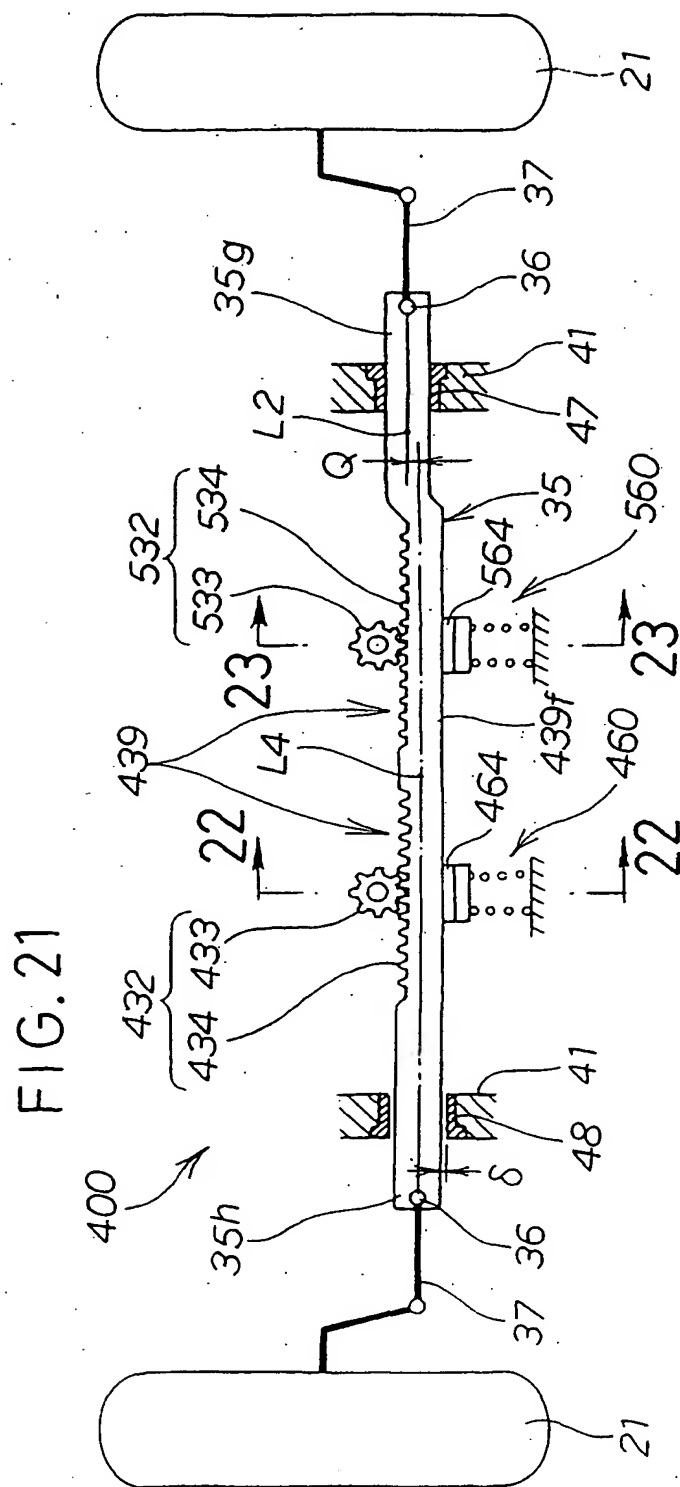


FIG.20





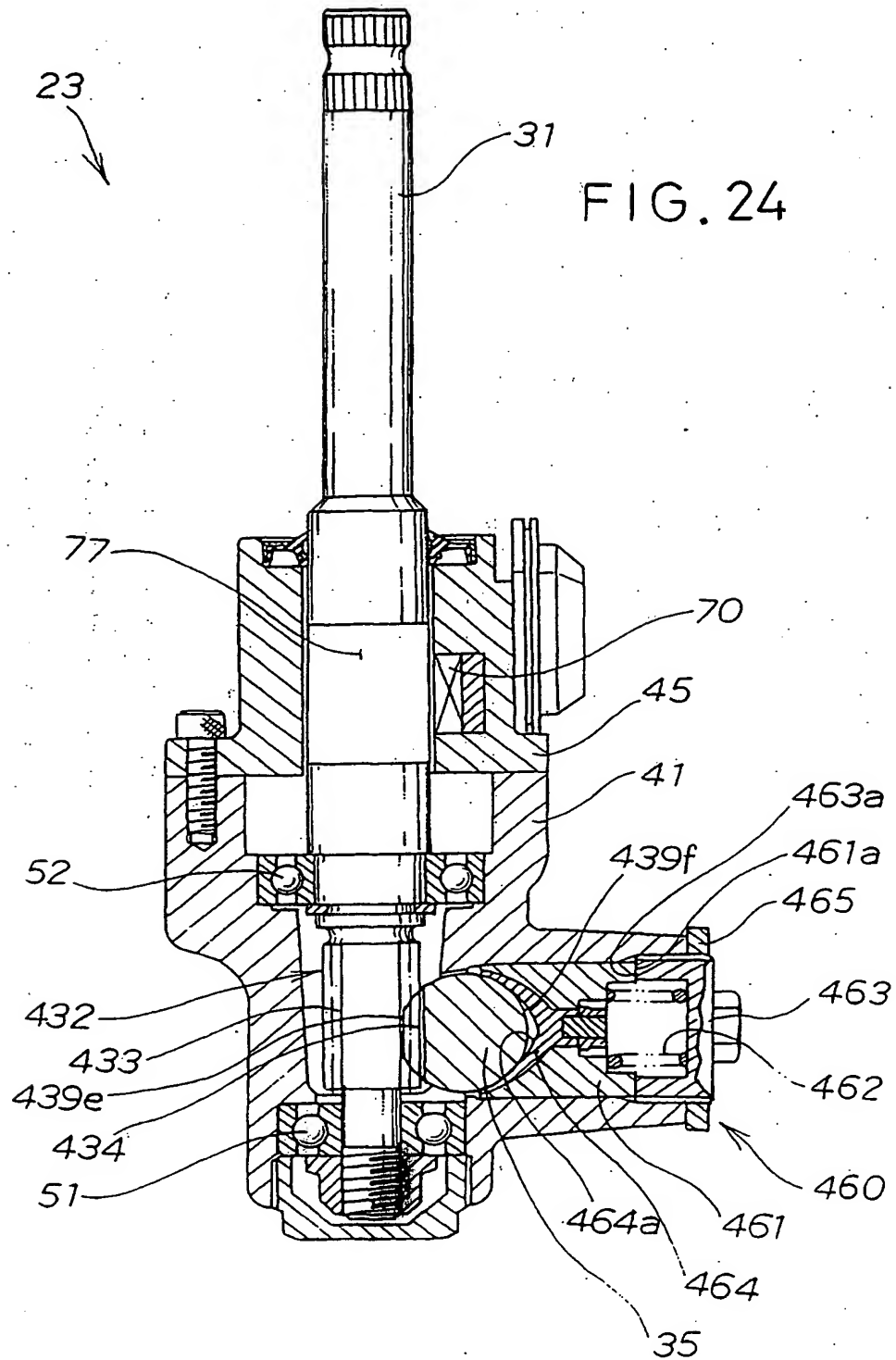


FIG. 25

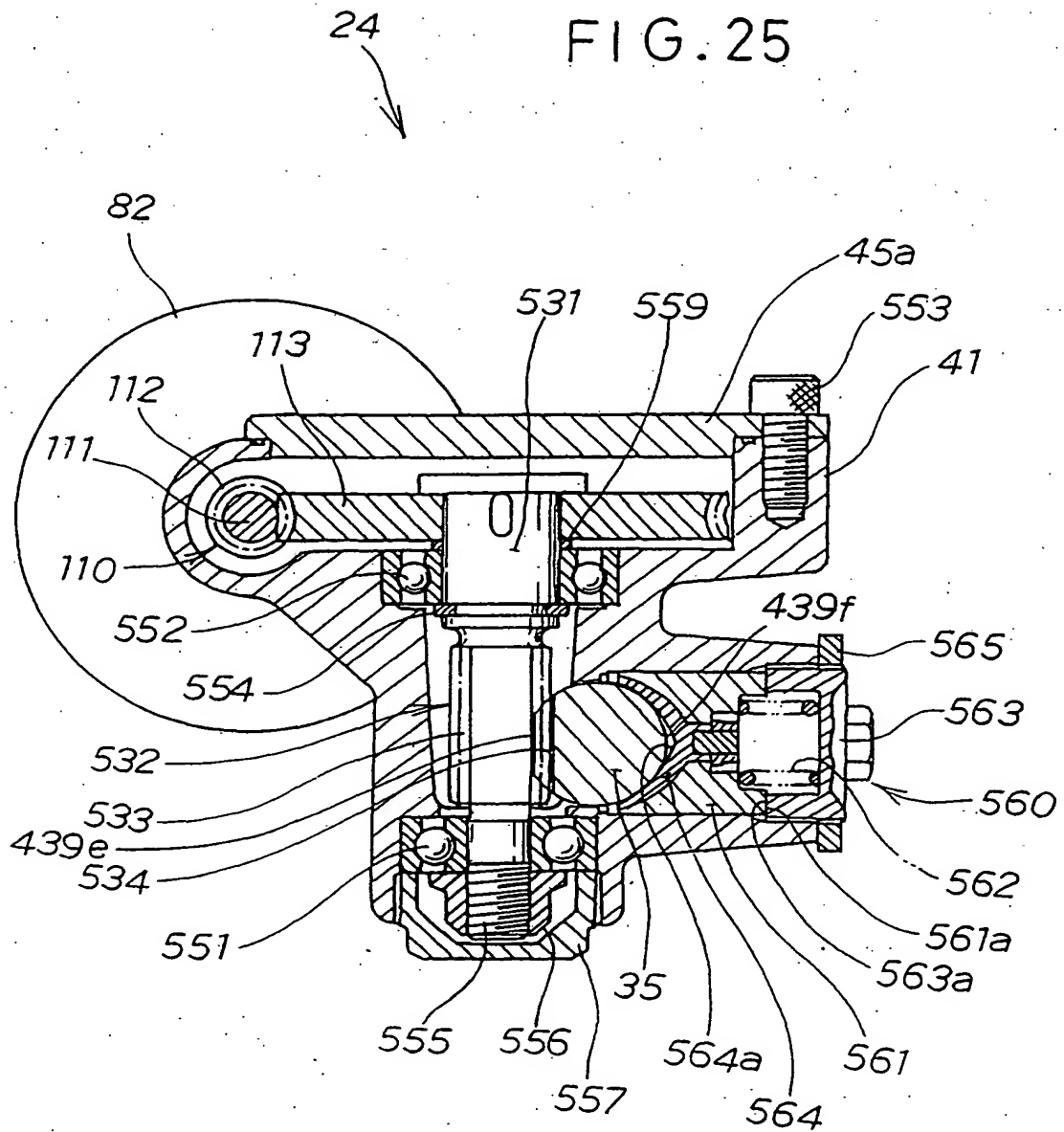




FIG. 28

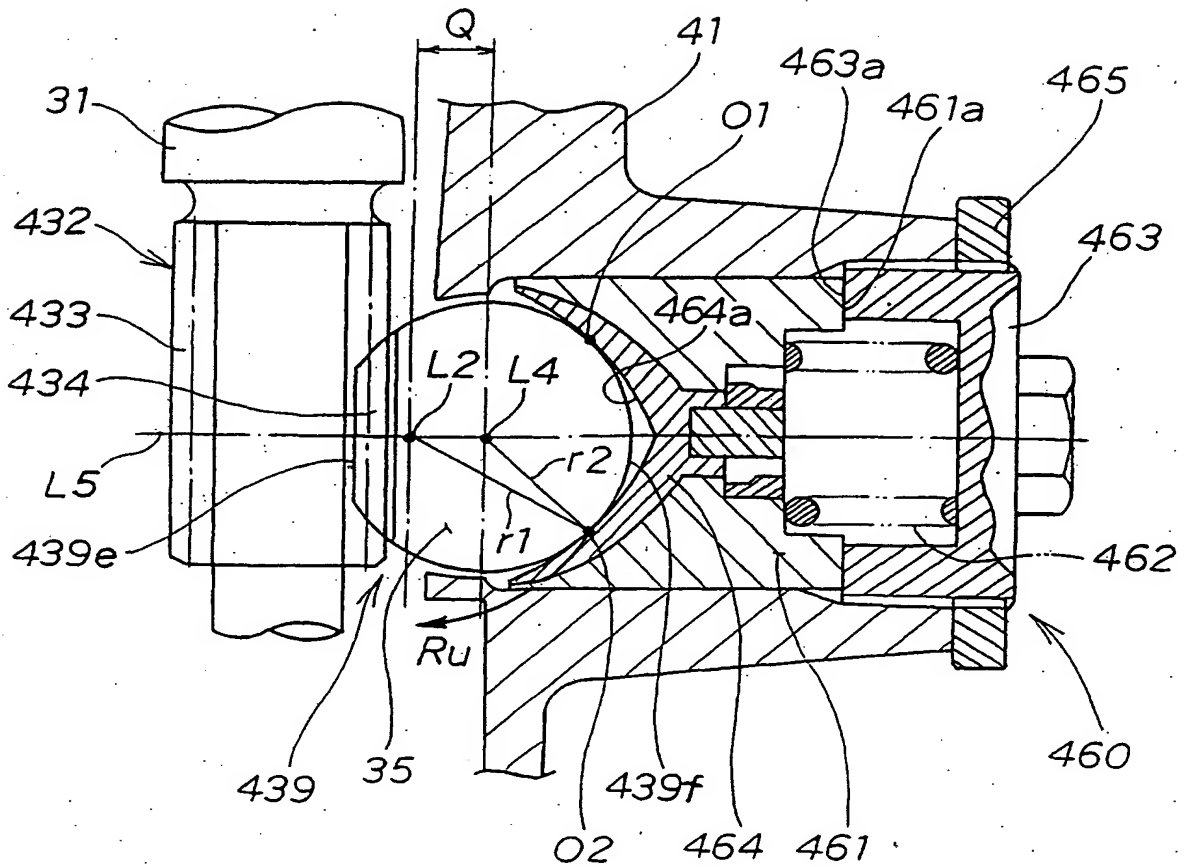


FIG. 29

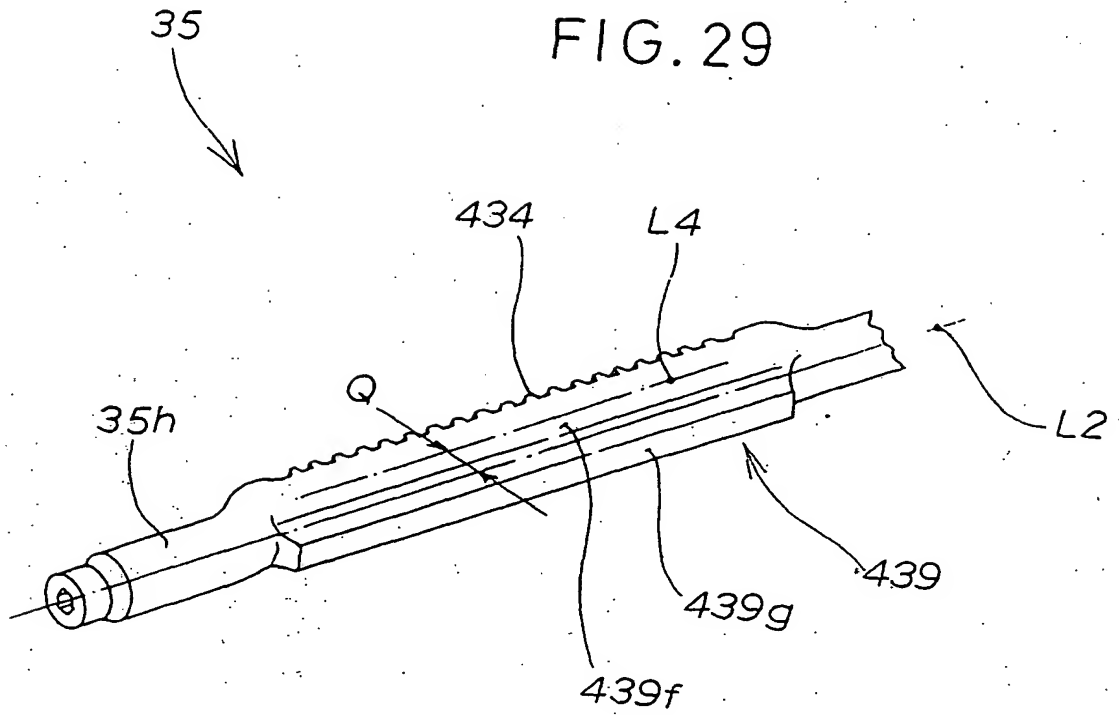


FIG. 30

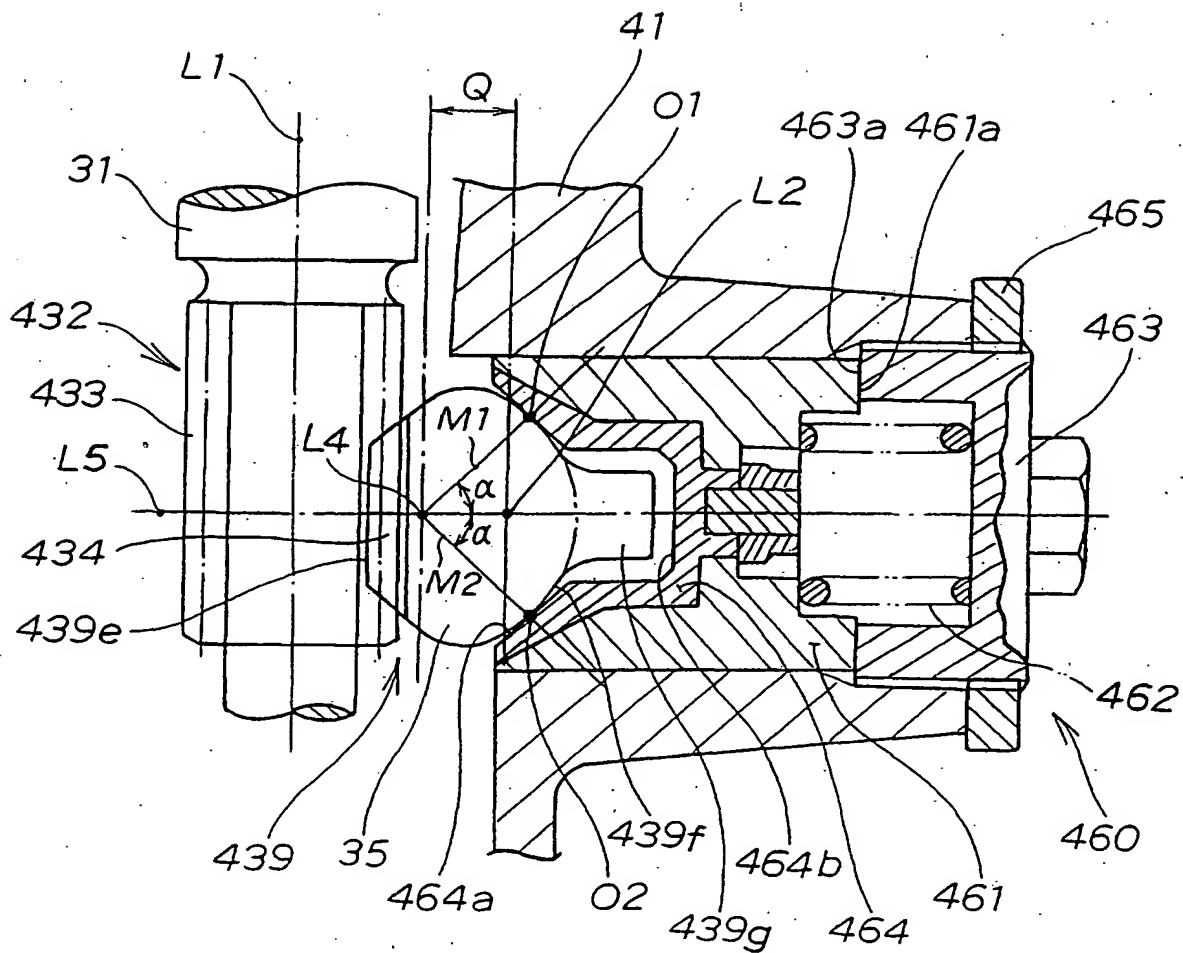
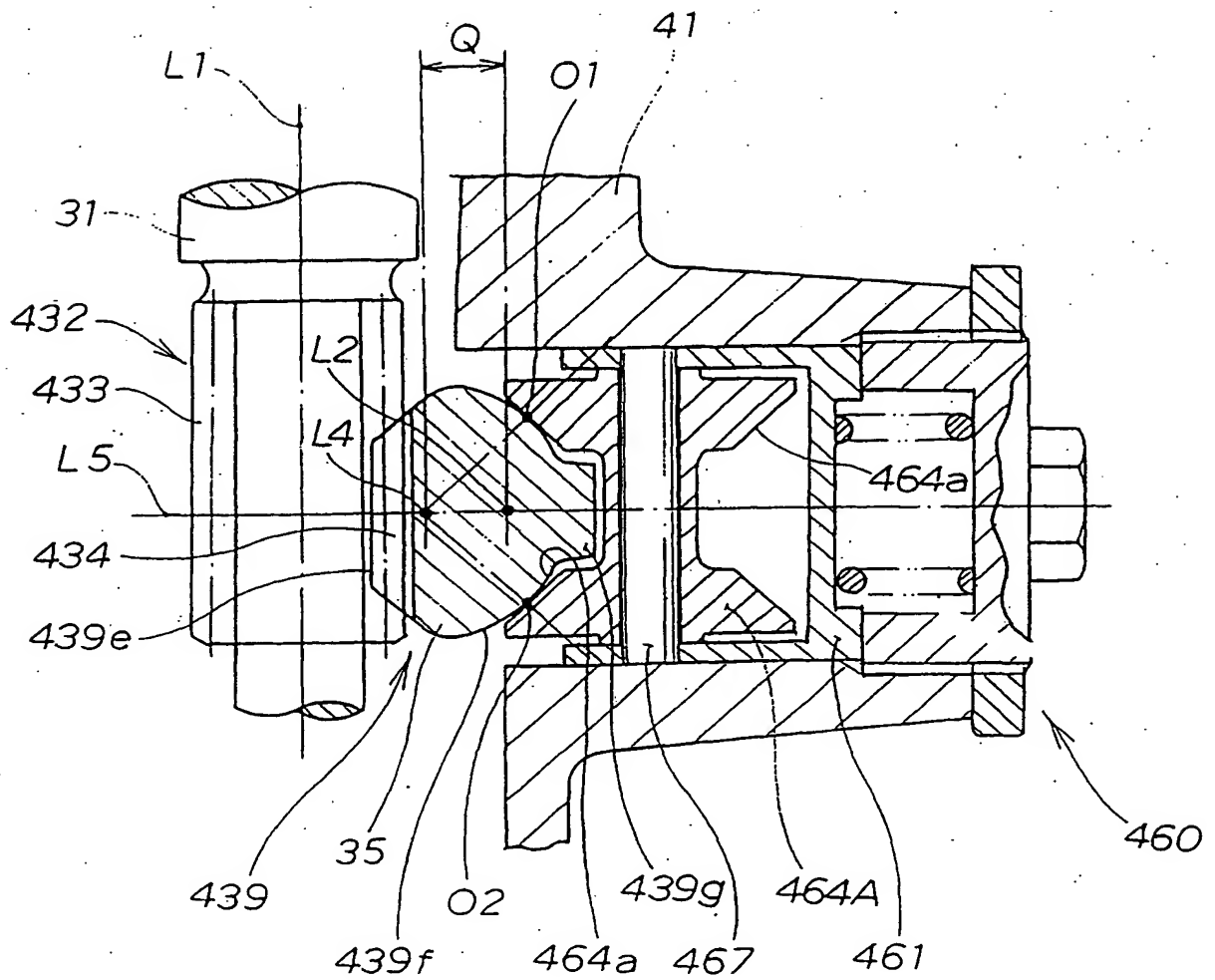






FIG. 32



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☒ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**